Bau und Betrieb von Brikettfabriken nach neuzeitlichen Grundsätzen

(Kopplung von Kraft- und Wärmewirtschaft in Brikettfabriken)

Von der
Technischen Hochschule zu Breslau
zur
Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs
genehmigte

Dissertation

Vorgelegt von

Dipl.-Ing. Franz Heller
aus Mückenberg N.-L.

Referent:
Prof. Dr.-Ing. H. Baer

Korreferent:
Prof. Georg Lotter

Tag der mündlichen Prüfung: 16. Juni 1932.

Spezialdruckerei für Dissertationen Dr. Hermann Eschenhagen KG., Ohlau i. Schl.

Erscheint im Selbstverlag des Verfassers.

R. UNIV.
BIBLIOTHEEK
LEIDEN

Herrn Bergwerksdirektor
Dr.-Ing. E. h. J. Geiger
Mückenberg N. L.
gewidmet

Herrn Professor Dr.-Ing. H. Baer und Herrn Professor Georg Lotter, Technische Hochschule Breslau, erlaube ich mir, auch an dieser Stelle für ihre wohlwollende Unterstützung bei der vorliegenden Arbeit meinen besten Dank auszusprechen.

Der Verfasser.

INHALTS-VERZEICHNIS.

Seite

A. Kraft- und wärmewirtschaftliche Untersuchungen.

I. Einleitung. 1
II. Gang der Brikettierung. 2
Möglichkeiten der Trocknung. Ueberlegenheit des Dampftrockners. . . . . .
III. Wärmewirtschaftlicher Vergleich zwischen Dampf- und Feuergastrocknung. 7
IV. Einflüsse auf die Wirtschaftlichkeit der Brikettfabrik Betriebsarten. 11
V. Einfluß von Frischdampf- und Gegendruck auf die Energiegewinnung. 12
Wahl des Gegendruckes. . . . . .
VI. Kondensations- und Gegendruckbetrieb. 18
VII. Vergleichsrechnung: Dampfpressen gegenüber elektrisch angetriebenen Pressen. 19
a) Kraftbedarf. 20
b) Ueberschuß-Energie. 22
Wahl der Betriebsart. 24
VIII. Schlußfolgerung. 26

B. Die Brikettfabrik.

I. Weg der Kohle von der Grube bis zum Trockendienst. 29
a) Transport nach dem Bunker. . . . .
b) Bunker. . . . . .
c) Transport vom Bunker in den Naßdienst. . . 31
(Förderbänder, Bandwaagen, Rohkohlenbedarf.)
II. Aufbereitung der Kohle im Naßdienst. . . 35
III. Grundsätze für den Bau des Trocken- u. Pressenhauses. 37
IV. Der Trockendienst. . . . . .
a) Kohlenboden. . . . . .
b) Allgemeines über Trockenmittel und Trocknung: 41
Dampftrocknung. . . . . .
Aufgaben eines guten Trockners. . . .
Leistung und Güte der Trocknung. . . .
Heizdampfdruck. . . . . .
Gesättigter und überhitzter Dampf. . . .
Wendeleisten. . . . . .
Temperatur und Menge des den Apparat durchstreichenden Luftstromes. . . . .
c) Berechnung des Wärmeverbrauchs und der Wärmeverluste. 47

Seite

1. Stoffbilanz der Trocknung. 48
2. Zum Trocknen erforderliche Luftmenge. . . 50
3. Wärmebedarf je kg Wasserverdampfung. . . 51
4. Gesamtwärmebedarf. 53

d) Ausrüstung der Röhrentrockner. . . . 54
e) Dampfmesser. 59

V. Weg der Kohle vom Trockendienst bis zur Presse. . 60
a) Schnecken. . . . . .
b) Wichtigkeit der Kühlung. 68
c) Das Kühlhaus. 69

VI. Niederschlagung und Wiedergewinnung des beim Trocknen entstehenden Staubes. 69

VII. Herstellung der Briketts. 79
a) Ausrüstung der Pressen. . . . . .
b) Stempelentstaubung. 83
c) Maul-Entstaubung. . . . . .
d) Energie-Verbrauch der Brikettierung. . . .
e) Gesamtdampfmenge pro $PS_i h$ 88
f) Kraftbedarf und Wärmeentwicklung beim Pressen. . 90
g) Zusammenfassung. 98

C. Das Kesselhaus.

I. Feststellung des wirtschaftlichsten Dampfdruckes. . 99

II. Spannungsunterschied zwischen Kessel u. Krafterzeuger. 106

III. Berechnung der Kesselanlage. 106

IV. Die Feuerkohle. 109

V. Wahl der Feuerung. 110
a) Treppen- und Muldenrost. . . . .
b) Mechanisierung des Rostes. 111
c) Ausrüstung des Muldenrostes und Meßergebnisse. . 113
d) Staubzusatz-Feuerung. 117
Verbrennung des Staubes. . . . . .
Brennkammern. . . . . .
Forderungen für einwandfreies Arbeiten. . .
Meßergebnisse. . . . . .

VI. Kesselreserve. 121
Beweis ihrer Notwendigkeit an Hand von Strombildern.
1. Schwierigkeiten im Gegendruckbetrieb. . .
2. Erläuterung der Strombilder. 127

VII. Ausrüstung der Kessel. 137

VIII. Wärmewirtschaftliche Betriebsüberwachung. . . 138

IX. Kesselspeisung. 140

X. Speisewasser und seine Aufbereitung. . . . 141

Seite

D. Die Zentrale.

I. Entwicklung der Kraft- und Wärmewirtschaft in Brikettfabriken. 145

II. Ausbau der Zentrale: 148
1. Die Dampfturbine. 150
2. Der Generator. . . . . .
3. Die Kondensationsanlage. 151
4. Reduzierventil und Heißdampfkühler. . . . 152

E. Schluß. 153

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41543117_0110

A.

Kraft- und wärmewirtschaftliche Untersuchungen.

I. Einleitung.

Die Kohle, deren Vorrat beschränkt ist, hat der Weltgeschichte, ganz besonders im letzten Jahrhundert, ihr Gepräge verliehen. Um ihren Besitz tobte letzten Endes der Kampf der Völker; denn ihr Besitz bedeutet Macht. Alles Wirtschaftsleben wird ausschlaggebend von ihr bestimmt. Deshalb ist der Begriff einer „Kohlennot" in die weitesten Kreise der europäischen Völker gedrungen, und der Ruf nach „Sparsamkeit", nach „Wärmewirtschaft" wurde immer allgemeiner und daher beinahe überlaut. Besonders aber für uns Deutsche gilt diese Forderung; denn uns gingen infolge des Weltkrieges nicht nur kostbare Steinkohlengebiete verloren, sondern auch unser Braunkohlenvorrat wird nur noch für 100 Jahre ausreichend geschätzt.

Die Volkswirtschaft beschäftigt sich ernsthaft mit dem Problem, und der Technik fällt die Aufgabe zu, die von der Volkswirtschaft als beste anerkannten Wege dazu in die Tat umzusetzen. Dies scheitert jedoch leicht an den Möglichkeiten; denn die Wirtschaft, als Ganzes erfaßt, verlangt zunächst die Befriedigung des Verlangens nach den zum Leben notwendigsten Sachgütern. Deren Beschaffung ist zu gewährleisten, und damit wird der größte Teil der verfügbaren Mittel unseres arm gewordenen Volkes aufgezehrt. Es verbleibt nur ein kleiner Rest für die Verwirklichung neuer, volkswirtschaftlich richtiger Ideen durch die Technik, d. h. die Technik muß an ihre Taten den Maßstab: „größter Gewinn bei kleinstem Aufwand" anlegen. Wenn wir auch nicht die Bettler unter den Völkern geworden sind, so müssen wir uns doch die Tugend des armen Mannes, Sparsamkeit im kleinen und kleinsten, ganz besonders zu eigen machen.

Dieser Gedanke ist der Leitfaden der nachfolgenden Untersuchungen. Es soll dabei vom wärmewirtschaftlichen Standpunkt geprüft werden, ob deshalb ein unnötiger Verbrauch der kostbaren Braunkohle stattfindet, weil in der Hauptsache die Brikett- und Elektrizitäts-Erzeugung nebeneinander hergehen, anstelle einer zwangsläufigen Verkupplung beider Industrien. Welche außerordentliche Bedeutung der Braunkohle für die großgewerbliche Wärmewirtschaft durch elektrische Stromversorgung zukommt, geht daraus hervor, daß von der zu 72% aus festen Brennstoffen im Jahre 1927 erzeugten Energie 34,2% auf Braunkohle entfallen. Sie ist die wichtigste Kraftquelle der Großkraftwerke.

Den folgenden Betrachtungen wird der Neubau eines Braunkohlenbrikett-Kraftwerkes (Brikettfabrik verbunden mit Kraftwerk) mit einer Leistung von 300 Wagen zu je 10 t Briketts in 24 Stunden zu Grunde gelegt.

Bei dem Bau eines derartigen Werkes dürfen selbstverständlich die finanzwirtschaftlichen Gesichtspunkte über den rein wärmewirtschaftlichen nicht übersehen werden. Oft wird die Erzielung wärmewirtschaftlicher Vorteile mit erhöhten Anschaffungskosten verbunden sein, und ein höherer Anschaffungspreis einen höheren Betrag für Verzinsung und Amortisation bedingen. Es muß daher von Fall zu Fall genau geprüft werden, ob die erzielten Gewinne den erhöhten Anschaffungskosten entsprechen.

Um Widersprüche von vornherein auszuschließen, soll deshalb schon an dieser Stelle ganz besonders betont werden, daß finanzwirtschaftliche Untersuchungen nicht im Rahmen der vorliegenden Arbeit liegen.

II.

Gang der Brikettierung.

a) Der übliche Gang der Brikettierung ist bekannt und soll deshalb nur kurz zusammengefaßt werden. Die Brikettfabrik ist jedenfalls „eine Stätte verwickelter Bewegungen fester, flüssiger und gasförmiger Brennstoffe", denen man die Wege so kurz, einfach und wirtschaftlich wie möglich machen soll. Die Kohle wird im Tagebau mit Abraumbetrieb oder im Tiefbau gewonnen und nach der Brikettfabrik, die

Eisenbahnanschluß hat, gefördert. Sie wird im Bunker gesammelt und durchläuft dann den Naßdienst, wo Brikettier- und Kesselkohle durch mechanische Grob- und Feinzerkleinerung, verbunden mit wiederholtem Absieben, aufbereitet werden.

Der Kesselkohle werden alle zur Brikettierung ungeeigneten, unreinen Kohlen, gröbere Lignitstücke, Holzteile und sonstige Fremdkörper zugeführt.

Die Brikettierkohle dagegen ist grundsätzlich möglichst rein und besteht aus mittelfeinem, feinem Korn und Mehl.

Die Kesselkohle wird ins Kesselhaus, die Brikettierkohle auf den Kohlenboden des Trockendienstes gefördert, von wo sie in die darunter liegenden Trockenapparate gelangt und soweit getrocknet wird, wie es ein gutes Brikett verlangt. Die getrocknete Kohle wird durchgemischt, abgekühlt und verpreßt. Der bei der Trocknung, Hin- und Herbewegung usw. anfallende Kohlenstaub ist zurückzugewinnen.

Im Vorhergehenden wurde der Satz aufgestellt: „Die Brikettfabrik ist eine Stätte verwickelter Bewegungen fester, flüssiger und gasförmiger Brennstoffe, denen man die Wege so kurz, einfach und wirtschaftlich als möglich gestalten soll".

Dieser in der Fertigindustrie längst als grundlegender Leitfaden erkannte Gedanke gilt auch im vollen Umfange für den Entwurf und den Bau einer modernen Brikettfabrik. Stellt man darüber hinaus noch die Forderung auf: „In dampftechnischer und wirtschaftlicher Hinsicht wird in der Brikettfabrik das Höchste erreicht, wenn kein Auspuffdampf verloren geht und gleichzeitig mit dem zur Erzeugung von einer 10 t-Wagenladung Briketts erforderlichen Betriebsdampf das Maximum an Energie erzeugt wird", so sind damit alle Regeln für den Bau einer Brikettfabrik gegeben.

b) Vorbedingung für die Brikettherstellung ist die T r o c k n u n g der Rohkohle. Sie kann d i r e k t erfolgen durch unmittelbare Einwirkung von

1. Feuergasen.

   Trockenanlagen dieser Art sind bergpolizeilich verboten wegen der leichten Entzündlichkeit der Kohle und der Möglichkeit der Bildung hochexplosibler Gemische durch Zutritt frischer Außenluft bei Undichtigkeit des Trockenofens.

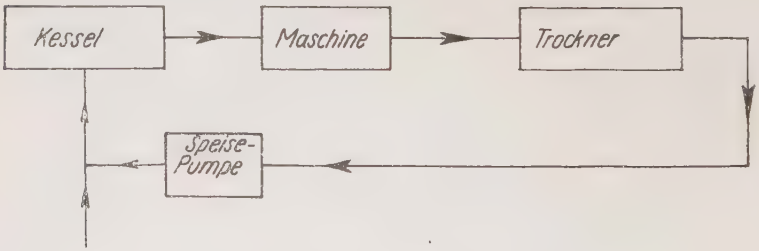
2. erhitzter Luft (Heißluft).

Die Leistungsfähigkeit dieser Trocknungsart ist gering. Außerdem erfolgt dabei eine sehr reichliche Staubentwicklung. Anlagen dieser Art, nur zum Vortrocknen der Kohle, unterliegen der besonderen Genehmigung des Oberbergamtes.

Indirekt dagegen erfolgt die Trocknung der Rohkohle dadurch, daß die Wärmemittel, Feuergase oder Dampf, ihre Wärme durch die Wandungen hohler, eiserner Heizkörper an das Trockengut abgeben. Die Vorteile dieser Trocknungsart gegenüber der direkten sind höhere Sicherheit gegen Explosionen und höhere Wirtschaftlichkeit.

Die Feuergastrocknung erfolgt in Trockentrommeln von besonderer innerer Form, die mit Frischgasen bezw. Abgasen beheizt werden. Oft wird auch das zur Verfügung stehende Abgas, wenn seine Temperatur zur wirtschaftlichen Trocknung nicht hoch genug ist, durch Verbrennungsgase einer besonderen Feuerung aufgefrischt. Diese Art der Trocknung wird als Mischgastrocknung bezeichnet.

Die Dampftrocknung erfolgt heute ausschließlich in Röhren- oder Tellertrocknern, die mit Dampf von 0,5—3,5 atü beheizt werden. Das Druckgefälle zwischen Kessel- und Trocknerdampfspannung wird zunächst in Gegendruckmaschinen ausgenützt, dann gibt der Dampf seine Verdampfungswärme im Trockner ab, und das entstehende Kondensat fließt den Kesseln wieder zu.



Skizze 1: Schema der Dampftrocknung.

Im folgenden Abschnitt wird rein wärmewirtschaftlich die Dampftrocknung mit der Feuergastrocknung verglichen werden. Aus dem Vergleich wird sich ergeben, daß der Wir-

kungsgrad der ersteren dem der letzteren etwas überlegen ist. Entscheidend dafür, daß in Brikettfabriken dem Dampftrockner der Vorzug gegeben wird, ist dieser Grund nicht allein. Maßgebend dafür sind noch eine Reihe anderer Faktoren, von denen folgende als die wichtigsten anzusehen sind:

1. Die Verwertung der Kesselabgase erfolgt in einer modernen Kesselanlage im Speisewasservorwärmer oder Ekonomiser, welcher ein hervorragendes Mittel zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit der Anlage ist. Er entzieht den Abgasen die überschüssige Wärme, welche der Kessel selbst nicht mehr aufnehmen kann. Die den Rauchgasen vom Speisewasser im Vorwärmer entzogene und dem Kessel zugeführte Wärmemenge ist sehr erheblich; die Kohlenersparnisse sind dementsprechend groß (je nach den Betriebsverhältnissen 8—15%). Ein weiterer Vorteil liegt darin, daß bei der Erwärmung des Wassers ein großer Teil der Kesselsteinbildner in Form von Schlamm ausgeschieden und vom Kessel ferngehalten wird.

2. In einer Brikettfabrik mit Dampfpressen, welche, wie in einem späteren Kapitel nachgewiesen wird, den elektrischen Pressen überlegen sind, könnte der Abdampf der Pressen nur zur Erwärmung des Speisewassers benützt werden, wenn die Trockner mit Feuergasen beheizt werden. Für die Kesselanlage ist dann, um wärmetechnische Vorteile zu erzielen und die Wirtschaftlichkeit der Anlage zu erhöhen, an Stelle des Economisers der Lufterhitzer notwendig, durch welchen eine Erhöhung der Feuerraum-Temperatur erfolgt. Daß letztere wegen der Schmelztemperatur der Flugasche nicht erwünscht ist, wird später nachgewiesen werden.

3. Wie aus Vorstehendem erhellt, kann also eine Brikettfabrik mit Feuergastrocknern nur in Verbindung mit einer Kondensationszentrale und elektrischem Pressenantrieb gebaut werden. Es ist Aufgabe eines der folgenden Kapitel, nachzuweisen, daß eine Verkoppelung von Kraftbetrieb und Brikettfabrik auf der Grundlage des Gegendruckbetriebes mit allen Mitteln anzustreben ist.

4. Bei der Feuergastrocknung beträgt die Trockentrommeleingangstemperatur je nach dem Wassergehalt der Rohkohle 500—900° Cels. Nachdem die Temperatur der Abgase beim Verlassen der Kessel im allgemeinen 350—400° beträgt,

dieselbe also zur wirtschaftlichen Durchführung des Trockenprozesses nicht hoch genug ist, muß das Abgas mit Frischgas von höherer Temperatur vermischt werden. Das Frischgas wird dabei einer besonderen Feuerungsanlage entnommen, bedingt also höhere Anlagekosten.

5. Die Fortleitung der Abgase ist sehr schwierig. Erfolgt sie in Rohrleitungen, so werden durch die Kondensation der Dämpfe des Wassers, des Teers und der schwefligen Säuren die Röhren an kalten Stellen schnell zerfressen werden. Erfolgt sie in gemauerten Kanälen, dann werden die Abgase so weit abgekühlt werden, daß der Trockeneffekt ganz gering ist.

6. Es ergeben sich Unzuträglichkeiten durch Flugasche und Flugfunken im Trockengut.

Sämtliche vorstehenden Faktoren wirken sich also dahin aus, daß in Braunkohlendampfkraftbetrieben dem Dampftrockner der Vorzug gegeben wird. Mit Rücksicht auf Punkt 6 kann außerdem nicht scharf genug betont werden, daß die Betriebssicherheit über alles zu stellen ist.

c) Die für die Trocknung der Rohkohle erforderlichen Dampfmengen werden auf alle Fälle benötigt. Man wird am wirtschaftlichsten arbeiten, wenn man den erforderlichen Dampf mit dem geringsten Aufwand an Brennstoffen unter höherer Spannung erzeugt und aus ihm vor seiner Verwertung als Trockendampf die höchst erreichbaren Energiemengen gewinnt.

1 Wagen Briketts zu 10 t benötigt x kg Trockendampf. x kg Trockendampf erzeugen y kWh. Der gesamte Eigenverbrauch der Brikettfabrik beträgt z kWh.

Die Fabrik arbeitet

a) gut, wenn $y > z$ (Kraftüberschuß).

b) befriedigend, wenn $y = z$ (Kraftausgleich. Der Eigenbedarf an Energie wird gedeckt.)

c) schlecht, wenn $y < z$ (Kraftmangel).

Es muß angestrebt werden, daß die Differenz $y - z$ ein Maximum ergibt.

Da die Energie-Erzeugung bei gegebener Dampfmenge nur beeinflußbar ist durch Verringerung des Dampfverbrauches der Krafterzeuger, so werden die vorliegenden Verhältnisse grundsätzlich von folgenden Faktoren beeinflußt:

I. Von der wärmewirtschaftlichen Güte der Dampfmaschinen (Krafterzeuger und Pressen), d. h. von der Größe des verfügbaren Wärmegefälles.
   1. Dampfdruck und Temperatur müssen in ihnen die höchstmöglichen Werte erreichen.
   2. $\eta_{thermodyn.}$ muß möglichst hoch sein.
   3. Für die Trockenapparate muß der wirtschaftlich günstigste Druck gewählt werden (y wird groß).

II. Von der Wirtschaftlichkeit der ganzen Brikettfabrik.

Im Verlauf des ganzen Prozesses muß mit dem geringsten Aufwand an Energie (Dampf und Kraft) die höchstmögliche Warenmenge erzeugt werden (z wird klein).

III.

Wärmewirtschaftlicher Vergleich zwischen der Dampftrocknung und der Feuergastrocknung.

Im vorhergehenden Teil war die Behauptung aufgestellt worden, daß der Wirkungsgrad der Dampftrocknung dem der Feuergastrocknung überlegen ist. Diese Behauptung soll im Folgenden bewiesen werden, wobei zu bemerken ist, daß die dabei zu Grunde gelegten Werte teils Erfahrungs-, teils Rechnungswerte sind, auf die später bei Berechnung der einzelnen Aggegrate eingegangen wird.

Annahmen:

Wassergehalt der Rohbraunkohle	59%	
Aschegehalt „ „	2,7%	
Wassergehalt der Trockenkohle	15%	
Temperatur der Rohbraunkohle	10° C	
„ „ Luft	15° C	
Unterer Heizwert der Rohkohle	2000 WE/kg	
Gegendruck-Turbine zur Krafterzeugung mit Dampf von (am Kesselende gemessen)	13 ata; 350°	
Dampfdruck vor dem Trockner	3,5 ata	
Temperatur vor dem Trockner	138,1°	gesättigter Dampf
Wärme-Inhalt der Flüssigkeit	139,4 WE	gesättigter Dampf
„ des Dampfes	653,8 WE	gesättigter Dampf
Verdampfungswärme	514,5 WE	gesättigter Dampf

Die dem Wärmebedarf je kg Wasserverdampfung im Trockner entsprechende Dampfmenge beträgt 1,4 kg.

Um den Gesamtwärmebedarf berechnen zu können, muß die zur Dampferzeugung erforderliche Feuerkohlenmenge bekannt sein und dazu zunächst die Gesamtdampferzeugung ermittelt werden.

Angenommen es betragen:

Dampf- und Kondensatverluste 10%.

Davon entfallen auf:

Kessel und Leitung bis zur Maschine 5%,

Leitungen zwischen Maschine und Trocknung 3%,

Leitungen zwischen Trockner und Kessel 2%,

dann beträgt die insgesamt erforderliche Dampfmenge x nach $(0{,}95\ x) \cdot 0{,}97 = 1{,}4$;

$1{,}4000 : 0{,}9215 = 1{,}519$ kg je kg Wasserverdampfung.

Zusatzwassermenge:

$(1{,}519 - 1{,}4) + (1{,}4 \cdot 0{,}02) = 0{,}147$ kg je kg Wasserverdampfung.

Angenommen:

Verbrennung mit 1,7-fachem Luftüberschuß.

Abgastemperatur am Kesselende 300° C.

Dann ergibt sich folgende Dampfkesselbilanz:

A. Wärmeeinnahme je kg Feuerkohle	100%	2025,3 WE
B. Wärmeausgabe je kg Feuerkohle		
1. Feuerungsverlust	2%	40,5 WE
2. Abgasverlust	28%	567,1 WE
3. Kesselausnützung	70%	1417,7 WE

Die Erzeugungswärme des Dampfes kann berechnet werden, wenn Speisewassertemperatur, Dampfdruck und Ueberhitzungstemperatur des Dampfes bekannt sind.

Das Kondensat verläßt den Trockner mit 138,5 WE/kg.

Es tritt durch Leitungsverluste, Zusatzwasser usw. eine Abkühlung ein.

Kesselspeisewassertemperatur 120°

mit einem Wärmeinhalt von rd. 120 WE/kg.

Am Kesselende steht zur Verfügung

Dampf von 13 ata; 350°

Wärmeinhalt des Dampfes 753,55 WE.

Die je kg Dampf aufzunehmende Wärmemenge beträgt dann:

$$753{,}55 - 120 = 633{,}55 \text{ WE},$$

und die diesem Wärmebedarf entsprechende Feuerkohlenmenge:

$$633{,}55 : 1417{,}7 = 0{,}447 \text{ kg}.$$

Bei einem Vorwärmer sinkt die Temperatur der Abgase auf 180°, der Kesselwirkungsgrad steigt auf 80%.

Feuerkohlenmenge sinkt auf:

$$633{,}55 : (2025{,}3 \cdot 0{,}80) = 0{,}391 \text{ kg/kg Dampf.}$$

Wärmefluß bei der Dampftrocknung.

Zur Erzeugung von 1 kg Trockenkohle werden benötigt: 2,198 kg Rohkohle mit einem Wärmewert von

$$2{,}198 \cdot 2000 = 4396 \text{ WE.}$$

Es müssen dazu verdampft werden:

$$W = 1{,}0 \cdot \left(1{,}0 - \left|\frac{100 - 59}{100 - 15}\right|\right) = 0{,}518 \text{ kg Wasser/kg Rohkohle.}$$

$$2{,}198 \cdot 0{,}518 = 1{,}1186 \text{ kg/2,198 kg Rohkohle.}$$

Erforderlicher Dampfverbrauch:

$$1{,}519 \cdot 1{,}1186 = 1{,}699 \text{ kg.}$$

Entsprechender Feuerkohlenverbrauch:

$$0{,}391 \cdot 1{,}699 = 0{,}664 \text{ kg mit Vorwärmer,}$$
$$0{,}447 \cdot 1{,}699 = 0{,}760 \text{ kg ohne Vorwärmer.}$$

Die gewonnene Trockenkohle hat 4850 WE.

Wärmeeinsatz:

$$4396 + \overbrace{(2025{,}3 \cdot 0{,}76}^{1539}) = 5935 \text{ WE (o.Vorw.)}$$
$$4396 + \underbrace{(2025{,}3 \cdot 0{,}664)}_{1344{,}8} = 5740{,}8 \text{ WE (m.Vorw.)}$$

Wärmerückgewinn: 4850 WE.

Mithin Gesamt-η der Dampftrocknung:

$$\frac{4850 \cdot 100}{5935} = 81{,}7\% \text{ (o.Vorw.)}$$

bezw.

$$\frac{4850 \cdot 100}{5740{,}8} = 84{,}5\% \text{ (m.Vorw.)}$$

Ueberschuß-Energie bei der Dampftrocknung.

Druckverlust zwischen Maschine und Trockner: 0,5 ata. In der Gegendruckturbine kann mithin in Energie umgesetzt werden:

$$13 \cdot (3{,}5 + 0{,}5) = 9 \text{ ata.}$$

Annahme: stündliche Trockenkohlenerzeugung: 30 t.

Dann ist die zur Verfügung stehende Dampfmenge:

$$30000 \cdot 1{,}699 \cdot 0{,}95 = 48450 \text{ kg}.$$

Bei einem Dampfverbrauch von 13 kg/kWh stündlich können erzeugt werden:

$$\frac{48450}{13} = 3727 \text{ kWh}.$$

Um bei Feuergastrocknung 3727 kWh in einer Kondensationsturbine mit 96% Vakuum zu erzeugen, sind bei einem Dampfverbrauch von 7 kg/kWh und einem Dampfverlust von 5% zwischen Kessel und Turbine

$$\frac{3727 \cdot 7}{0{,}95} = 27462 \text{ kg Dampf/Stde.}$$

erforderlich.

Wirkungsgrad der Kesselanlage 78%.
Kesselspeisewassertemperatur 80°.
Erzeugungswärme $753{,}55 - 80 = 673{,}55$ WE.
Feuerkohlenmenge je Stunde:

$$\frac{673{,}55 \cdot 27462}{0{,}78 \cdot 2025{,}3} = 11707 \text{ kg}.$$

Feuerkohlenmenge je kg Trockenkohle:

$$\frac{11707}{30000} = 0{,}39 \text{ kg}.$$

Wenn man diese 0,39 kg der Dampftrocknung gutschreibt, so erhöht sich ihr Wirkungsgrad von 81,7% auf

$$\frac{4850 \cdot 100}{5935 - 2025{,}3 \cdot 0{,}39} = 94{,}25\% \text{ (o.Vorw.)},$$

resp. von 84,5% auf

$$\frac{4850 \cdot 100}{5740{,}8 - 2025{,}3 \cdot 0{,}39} \quad 98\% \text{ (m.Vorw.)}.$$

Der Wirkungsgrad bei ausgeführten Feuergastrocknern beträgt 92,5%. Der Wirkungsgrad der Dampftrocknung ist ihm also unter Berücksichtigung der bei ihr zur Verfügung stehenden Energie etwas überlegen, ohne daß indessen eine bedeutende Spanne auftritt. Maßgebend für die Entscheidung zur Dampftrocknung sind die im vorigen Abschnitt angeführten Faktoren, wobei nochmals betont werden soll, daß die Betriebssicherheit eine ausschlaggebende Rolle spielt.

IV.

Einflüsse auf die Wirtschaftlichkeit der Brikettfabrik.

Vom volkswirtschaftlichen Standpunkt aus kann es nicht einerlei sein, wieviel kg Dampf in den Kraftmaschinen, Pressen usw. für 1 PS-Stunde benötigt werden. Man muß verlangen, daß aller Trocknungsdampf ein Höchstmaß an Arbeit geleistet hat, bevor er seine Wärme in den Trocknern abgibt. Um Widerspruch zu vermeiden, soll nochmals ausdrücklich darauf hingewiesen werden, daß die folgenden Ausführungen nur die Wärmewirtschaft einer Brikettfabrik berücksichtigen, nicht aber auch Anlage- und Betriebskosten.

Der für einen 10 t-Wagen benötigte Trocknungsdampf kann auf 3 Betriebsarten erzeugt werden:

1. Ueberwiegender Dampfbetrieb.

Der für die Trocknung benötigte Dampf wird größtenteils aus den mit spezifisch hohem Dampfverbrauch arbeitenden Pressendampfmaschinen gewonnen. Soweit noch Mangel an Trocknungsdampf ist, wird er als Frischdampf den Kesseln entnommen. Man findet bei diesen Anlagen auch elektrische Zentralen, jedoch wird der Strom in Kondensationskraftmaschinen gewonnen. Der Verbrauch an elektrischer Energie beschränkt sich auf Teilantriebe in der Brikettfabrik und Beleuchtung, während der Grubenbetrieb noch mit Dampflokomotiven arbeitet. Die aus dem Trocknungsdampf gewonnene Energie reicht hierbei nicht aus, um den Gesamtbedarf des Werkes zu decken.

2. Halbelektrische Betriebe.

Die Pressen haben Dampfantrieb bei hoher Ueberhitzung. Im übrigen ist die ganze Brikettfabrik und der Grubenbetrieb elektrifiziert. Der insgesamt erforderliche Trocknungsdampf wird zu 30—40% von den Pressen, der Rest vom elektrischen Kraftwerk im Gegendruckbetrieb geliefert. Es kann mindestens die für den Gesamtbetrieb, ohne Pressen, erforderliche Kraft in Form von elektrischem Strom als Abfallenergie gewonnen werden. Die neuen Anlagen, die mit großem Wärmegefälle arbeiten und daher spezifisch geringen Dampfverbrauch haben, liefern Ueberschußenergie, auch nach Abzug des für Pressenantrieb benötigten Kraft-

verbrauches; denn bei Dampfpressen muß ein umso größerer Teil des benötigten Trocknungsdampfes aus anderen Quellen beschafft werden, je geringer ihr spezifischer Dampfverbrauch ist. Wenn der so erforderliche Zusatzdampf bei seiner Entspannung zur Krafterzeugung ausgenützt wird, so wächst die gewinnbare Energie in Abhängigkeit von seiner Menge mit der Verringerung des spez. Verbrauches der Krafterzeuger. Die vorhin erwähnte Ueberschußenergie ist diejenige Energie, die über den Eigenbedarf hinaus gewonnen werden kann.

3. Rein elektrischer Betrieb.

Sämtlicher erforderlicher Trocknungsdampf wird ausschließlich in großen Gegendruck-Turbo-Aggregaten mit möglichst hohem Anfangsdruck und hoher Ueberhitzung bei geringem Gegendruck gewonnen. Die Pressen werden mittels Elektromotoren angetrieben. Der Pressenbetrieb ist dadurch zwar übersichtlich und die einheitliche Krafterzeugung führt zu einem Energieüberschuß über den Eigenverbrauch einschließlich dem für die Pressen. Wärmewirtschaftliche Vorteile gegenüber dem Dampfbetrieb können jedoch nicht erreicht werden, da der Dampfverbrauch der Turbine gegenüber dem Dampfpressenantrieb spezifisch höher ist. Bevor nun festgestellt wird, welche der 3 Betriebsarten für die Neuerrichtung eines Brikettkraftwerkes in Frage kommt, müssen noch zwei wichtige Punkte untersucht werden, nämlich

1. Einfluß von Frischdampf- und Gegendruck auf die Energiegewinnung,
2. Vergleich von Kondensations- und Gegendruckbetrieb in Bezug auf Druck- und Temperatursteigerung.

V.

Einfluß von Frischdampf- und Gegendruck auf die Energie-Gewinnung.

In Abschnitt II S. 6 war gesagt worden, daß die Energie-Erzeugung bei gegebener Dampfmenge nur beeinflußbar ist durch Verringerung des Dampfverbrauches der Krafterzeuger. Letztere wird erreicht durch eine Vergrößerung des Wärmegefälles. Drei Maßnahmen können hierzu ergriffen werden:

1. Herabsetzung des Enddruckes p_0,
2. Erhöhung des Anfangsdruckes p,
3. Erhöhung der Dampftemperatur.

Der erste Weg ist der einfachste und billigste. Er erfordert bei Kondensationsbetrieb ein möglichst hohes Vakuum und bei Gegendruckbetrieb einen möglichst niedrigen Enddruck.

Welchen Einfluß derselbe, d. h. im vorliegenden kombinierten Kraft- und Heizdampfbetrieb der Trocknerdruck auf die Energie-Gewinnung hat, soll in zwei Beispielen gezeigt werden.

1. Die Fabrik arbeitet mit dem geringen Gegendruck von 0,5 atü. Es werden die Verluste nachgewiesen, wenn der Gegendruck 2,5 atü betragen würde:
Anfangsdruck 34 ata, 400° C für Turbinenbetrieb. Wärmeinhalt 770,5 WE.

Gegendruck	ata	1,5	3,5	
Wärmegefälle	WE	160	125,5	
$\eta_{thermodyn.}$	%	76	76	
Dampfverbrauch	kg/kWh	7,075	9,01	
Gesamter benötigter Trockendampf	kg	14 273	14 273	
Ueber Krafterzeugung gewonnen	kg	12 088	12 088	
Erzeugte kWh	kWh	1 710	1 345	
Verlust pro Waggon	kWh			365

2. Die Fabrik arbeitet mit dem hohen Gegendruck von 2,5 atü. Wenn man im Sinne des Beispiels 1 die Trockenheizfläche vergrößert, um bei gleicher Leistung der Fabrik zu geringerem Gegendruck von 0,5 atü zu kommen, so ergibt sich folgender Gewinn an elektrischer Energie:

Anfangsdruck 13 ata, 350° C für Turbinenbetrieb.

Gegendruck	ata	3,5	1,5	
Wärmegefälle	WE	75	113	
$\eta_{thermodyn.}$	%	70	70	
Dampfverbrauch	kg/kWh	16,4	10,85	
Erzeugte kWh	kWh	738	1 115	
Energiegewinn pro Waggon	kWh			377
„ pro Tag	kWh			113 100
„ pro Jahr	kWh			33 930 000

Nach vorstehenden Ergebnissen ist vom Standpunkt der Wärmewirtschaft ein möglichst niedriger Gegendruck anzustreben. Die Druckverminderung muß bei gleicher Leistung der Fabrik unter Vergrößerung der Trockenheizfläche soweit getrieben werden, bis der Beschaffungspreis der Trockner die Grenze der Wirtschaftlichkeit erreicht hat. Nachdem schon in der Einleitung betont worden ist, daß finanzwirtschaftliche Untersuchungen nicht im Rahmen der vorliegenden Arbeit liegen, wird auf eine Untersuchung in vorstehender Richtung verzichtet.

Für die weiteren Untersuchungen wird mit Rücksicht auf die Produktionssteigerung und die Verzinsung der erforderlichen Fabrikanlagen ein Gegendruck von 2,7 atü im Mittel gewählt.

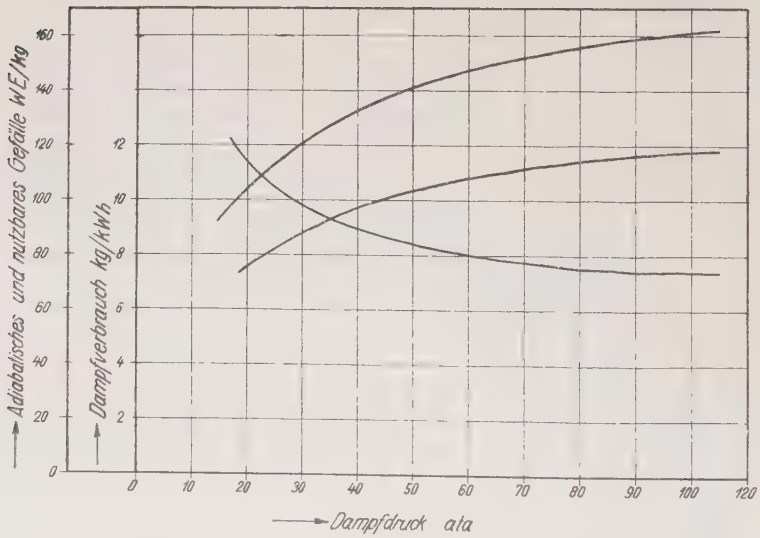


Abb. 1: Dampfverbrauch für die Krafterzeugung, adiabatisches und nutzbares Wärmegefälle bei $\eta_{thermodyn.} = 73\%$, 400° und 2,5 atü Gegendruck in Abhängigkeit vom Dampfdruck.

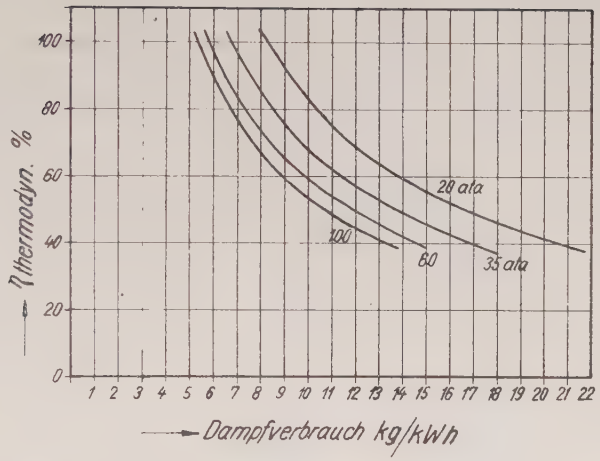


Abb. 2: Dampfverbrauch pro kWh in Abhängigkeit von $\eta_{thermodyn.}$ bei verschiedenen Anfangsdrücken, 400° und 2,5 atü Gegendruck.

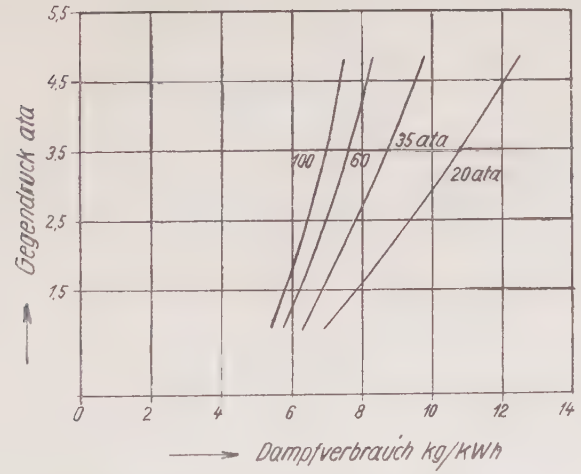


Abb. 3: Dampfverbrauch pro kWh in Abhängigkeit vom Gegendruck bei verschiedenen Anfangsdrücken, 400° und $\eta_{thermodyn.} = 78\%$.

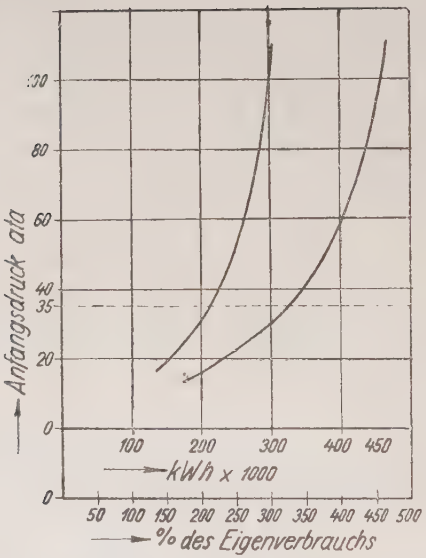


Abb. 4: Mögliche Ueberschußenergie-Erzeugung in Abhängigkeit vom Anfangsdruck bei 400° und $\eta_{thermodyn.}$ = 78%. (Brikett-Erzeugung 300 Wagen, Gegendruck 3,5 ata, Eigenverbrauch 510 kWh pro Wagen.)

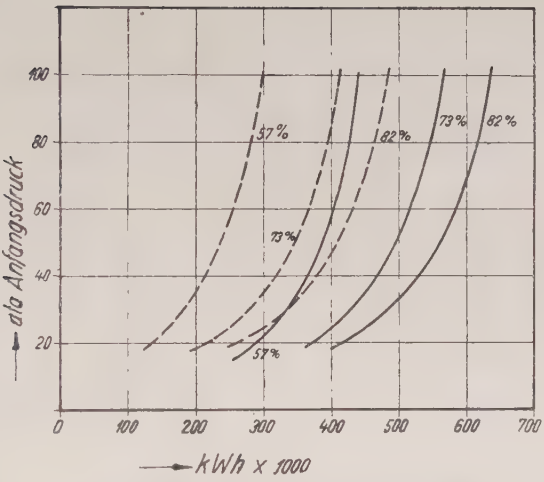


Abb. 5: Mögliche Gesamt- und Ueberschuß-Energie-Erzeugung in Abhängigkeit vom Dampfdruck und η_{thd}.
(Gegendruck 3,5 ata, Trockendampfmenge 4200 t.)

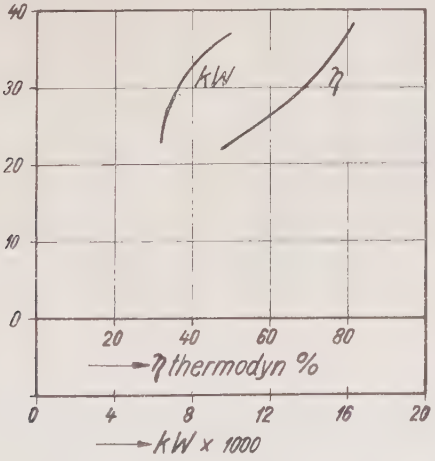


Abb. 6: η_{thd}. und Leistung einer Turbine in Abhängigkeit vom Anfangsdruck bei gleicher Durchsatzdampfmenge, gleichem Gegendruck und 400°.

VI.

Vergleich von Kondensations- und Gegendruckbetrieb.

War im Vorhergehenden die Bedeutung des Enddruckes gewürdigt worden, so sollen den Wert der Druck- und Temperatursteigerung nachstehende Beispiele zeigen:

1. Kondensationsbetrieb.

Es ist Strom zu erzeugen mit Dampf von 15 atü und 380°, 30 atü und 390° oder 50 atü und 400° C, wobei in allen drei Fällen die Gesamtwärme des Dampfes dieselbe bleibt. Die Kondensatorspannung betrage 0,08 ata (92% Vakuum) und die Speisewassertemperatur 30° C, der Wirkungsgrad der Kesselanlage 80% und der Kohlenheizwert 2000 WE.

Vernachlässigt man etwaige Druck- und Temperaturverluste auf dem Wege nach der Maschine, so erhält man:

Dampfzustand	15 atü 380°	30 atü 390°	50 atü 400°
Gesamtwärme i . . . WE	766	766	766
Wärmegefälle $i—i_o$ . . WE	229	252	268
Dampfverbrauch D_{th} kg/kWh	3,76	3,42	3,21
D_e entsprechend . . kg/kWh	5,5	5,—	4,7
1 kg Kohle erzeugt kg Dampf . . . . kg	2,174	2,174	2,174
Kohlenverbrauch . . kg/kWh	2,53	2,3	2,16
Gewinn durch Druck- und Temperatursteigerung %	0	9,2	14,6

Bemerkung: D_e ist für 15 atü mit 5,5 kg angenommen und für 30 bezw. 50 atü entsprechend den Wärmegefällen umgerechnet.

2. Gegendruckbetrieb.

Es werden stündlich 10 000 kg Heizdampf von 2,25 atü benötigt, für welche bei 100° Speisewassertemperatur, 80% Wirkungsgrad der Kesselanlage und Kohle von 2 000 WE bei direkter Heizdampf-Erzeugung $\frac{(652{,}0 - 100)}{2\,000 \cdot 0{,}8} \cdot 10^4 = 3450$ kg Kohle verfeuert werden müßten.

Schaltet man dagegen eine Gegendruckmaschine vor die Heizanlage, so ergibt sich folgende Rechnung:

Dampfzustand	15 atü 380°	30 atü 390°	50 atü 400°
Gesamtwärme i . . . . WE	766	766	766
Wärmegefälle $i—i_0$ . . . WE	95	126	147
Dampfverbrauch D_{th} . kg/kWh	9,05	6,8	5,84
D_e entsprechend . . kg/kWh	13,2	9,95	8,55
kW-Erzeugung . kW/10000 kg	758	1005	1170
Gesamter Kohlenverbrauch . kg	4163	4163	4163
für Heizdampf allein . . . kg	3450	3450	3450
für Kraft allein . . . . . kg	713	713	713
Kohlenverbrauch . . kg/kWh	0,94	0,71	0,61
Gewinn durch Druck- und Temperatursteigerung . %	0	24,5	35

Bemerkung: D_e wurde mit dem in Beispiel 1 angenommenen Wert 5,5 kg im Verhältnis der Wärmegefälle 95 und 229 WE umgerechnet. Das einfache Umrechnen der Dampfverbrauchszahlen mit dem Wärmegefälle ist zwar nicht genau, aber das Verfahren ist einfach und genügt für Vergleichszwecke.

Vergleicht man die Ergebnisse der beiden Beispiele, so ergeben sich folgende als richtig anerkannte Sätze:

a) Der Gegendruckbetrieb ermöglicht eine bedeutend bessere Ausnützung der Dampfwärme,

b) der Gewinn durch Druck- und Temperatursteigerung ist beim Gegendruck viel größer.

Eine Verkopplung von Kraft- und Brikett-Trocknungsdampfbetrieb ist daher mit allen Mitteln anzustreben.

VII.

Dampfpressen und elektrisch angetriebene Pressen.

Um nun zu entscheiden, welche der unter Punkt 2 und 3 in Abschnitt IV erwähnten Betriebsarten innerhalb des Gegendruckbetriebes für die Neuerrichtung eines Brikettkraftwerkes in Frage kommt, wird eine Vergleichsrechnung:

„Dampfpressen gegenüber elektrisch angetriebenen Pressen" aufgestellt. Lokale Verhältnisse spielen dabei natürlich eine große Rolle und müssen entsprechend berücksichtigt werden.

Die Untersuchung erfolgt zunächst unter

1. Berücksichtigung des Kraftbedarfes.

Den Berechnungen liegt folgende Anlage zu Grunde:

a) Kesselhaus:		
Dampfdruck . . . . . atü	35	
Dampftemperatur . . . . °Cels.	410	
Wärmeinhalt des Dampfes . WE/kg	775	
Speisewassertemperatur . . °Cels.	125	
Mittlerer Heizwert der Kesselkohle . . . . . WE/kg	1950	
Gesamtwirkungsgrad der Kesselanlage . . . . . %	74	
Mittlere Verdampfungsziffer $\frac{1950 \cdot 0{,}74}{(775 - 125)}$ fach	2,22	
Kohlenverbrauch für 1 t Dampf incl. 5% Verlust für Abblasen, Sonntagsarbeit, Betriebsstörung . . to	0,467	
Wärmeaufwand für 1 t Dampf (775 — 125) = 650 WE/kg = $0{,}65 \cdot 10^6$ WE/to . . . . . WE	$0{,}65 \cdot 10^6$	
Wärmepreis für 10^6 WE : $\frac{0{,}467}{0{,}65}$. t Kohlen / kg Kohlen	0,718	718
b) Dampfturbinen-Zentrale:		
Frischdampfdruck . . . . . atü	33	
Frischdampf-Temperatur . °Cels.	400	
Wärme-Inhalt des Dampfes WE/kg	770,5	
Rohrleitungsverluste 6% . WE/kg	4,5	
Thermodyn. Wirkungsgrad der Turbine . . . . . %	80	
Wirkungsgrad des Generators . . %	95	
Wärmeaufwand für 1 kWh: $\frac{860}{0{,}94 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}95}$ WE	1204	
Wärmepreis für 1 kWh . kg Kohlen	0,864	

c) Dampfpressen:		
Frischdampfdruck im Mittel . atü	11	
Frischdampftemperatur . . °Cels.	270	
Gegendruck im Mittel . . . atü	2,7	
Wärmegefälle . . . . . WE/kg	58,5	
Thermodyn. Wirkungsgrad . . . %	72	
Dampfverbrauch für 1 kWh: $\frac{860}{58{,}5 \cdot 0{,}73}$ kg	20,2	
Rohrleitungsverlust . . . . . WE	6	
%	11	
Wärmeaufwand für 1 kWh: $\frac{860}{0{,}89 \cdot 0{,}73}$ WE	1323	
Wärmepreis für 1 kWh: $\frac{718 \cdot 1323}{10^6}$ kg Kohlen	0,95	
Kraftbedarf für 1 t Briketts (7" Salon, Steinstärke 42 mm) kWh	23,75	
Kraft-Wärmepreis für 1 t Briketts (23,75 · 0,95) . . . . kg Kohlen	22,6	22,6
d) Elektrisch angetriebene Pressen:		
Kabelverluste . . . . . %	5	
Motorwirkungsgrad (höchster Wert für Reguliermotor) . . . . . %	90	
Verluste im Spannrollenantrieb . %	3	
Erzeugungsleistung für 1 kW Wirkleistung: $\frac{1}{0{,}95 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}97}$ kW	1,23	
Wärmepreis für eine Wirkleistung von 1 kWh: 0,95 · 1,23 . kg Kohlen	1,17	
Kraftbedarf für 1 t Briketts (Dr. Voigt, Braunkohle) . kWh	23,75	
Kraft-Wärmepreis für 1 t Briketts (7" Salon): 23,75 · 1,17 . kg Kohlen	27,8	27,8
Mehrpreis bei elektr. Antrieb . . kg Kohlen		5,2

Der elektrische Pressenantrieb arbeitet also um 23% wärmewirtschaftlich ungünstiger als der Dampfantrieb.

2. Da, wie einleitend gesagt wurde, der erforderliche Dampf vor seiner Verwertung als Trocknungsdampf die höchst erreichbare Energiemenge erzeugen soll, erstreckt sich die weitere Untersuchung darauf, welcher von den beiden Antrieben die größere Ueberschußenergiemenge liefert.

Für einen Wagen zu je 10 t Briketts sind folgende Kraftmengen erforderlich:

a) für Brikettfabrik mit den auf sie entfallenden Nebenbetrieben: Produktion/Stromverbrauch	kWh	145
b) für Kohlengewinnung und Förderung einschl. Nebenbetriebe (elektr. Stromverbrauch für E-Loks, Beleuchtung, Werkstatt etc. + Kraftverbrauch für Abraumförderung, Kippen usw.	kWh	365
Summe	kWh	510
c) Kraftbedarf der Pressen	kWh	237,5
d) für Kesselspeisung, Sonstiges und zur Aufrundung (gesamt 32,5)	kWh	7,5
Gesamtbedarf für einen 10 t-Wagen	kWh	780

Es ergibt sich folgende Zahlenreihe:

Kraftverbrauch und erforderliche Maschinenleistung für 300 Wagen Tagesleistung.

I. Reinelektrischer Betrieb:

	erford. Kraftverbrauch pro Wagen kWh	Gesamt für Tagesleistung kWh	erforderliche Maschinenleistung: kW	PS
Pressen . .	237,5	71 250	2 970	4 040
Anteile a + b	510	153 000	6 375	8 670
Anteil d . .	32,5	9 750	406	552,5
Gesamt	780	234 000	9 751	13 262,5
II. Dampfantrieb der Pressen:				
Anteile a + b	510	153 000	6 375	8 670

Werte für eine Tagesleistung von 300 Wagen:		
Tagesleistung	Wagen	300
Wassergehalt der Rohkohle	%	58
Brikettkohle je Wagen 2,2 · 10 000 . . .	kg	22 000
Kesselkohle je Wagen 1,4 · 1 · 467 . . .	kg	6 538

Gesamtkohle je Wagen	kg	28 538
Aufzutrocknendes Wasser: $21\,500 \cdot \left(1 - \left[\frac{100-58}{100-17}\right]\right)$	kg	10 868
Trockendampf je Wagen	kg	14 273
Kraftbedarf der Pressen incl.	$PS_i h$	367
Kesselspeisung pro Wagen	kWh	270
übrige Antriebe, Anteile für Kohlen-	$PS_i h$	694
gewinnung etc. pro Wagen	kWh	510
Erforderliche Krafterzeugungsanlagen:		
Rein elektrischer Betrieb	kW	9 751
gemischt elektrischer Betrieb	kW	6 375

Gewinnbare Energie in kWh

aus der Trocknungsdampfmenge je Wagen Briketts bei einem Dampfverbrauch des Krafterzeugers von 5—30 kg/kWh:

kg Dampfverbrauch	Trocknungsdampfmenge 14 273 kg
5	2854,6 kWh
10	1427,3 „
15	951,5 „
20	713,65 „
25	571,00 „
30	475,75 „

Gewinnbare elektrische Ueberschußmenge.

Dampfverbrauch pro kWh bei 33 atü, 400°, 2,7 atü, $\eta_{Turb.} = 0{,}76$: $\frac{860}{123 \cdot 0{,}76} = 9{,}2$ kg.

	Pressen mit Dampfantrieb	elektrisch angetrieben
Trockendampfmenge pro Wagen kg	14 273	14 273
Kraftbedarf d. Press. proWag. kWh	237,5	
Anteil Pressendampf/Wagen . kg	2185	
Anteil Zusatzdampf/Wagen . kg	12 088	
Gewinnbare elektrische Energie $\frac{12088}{9{,}2}$ kWh	1 315	1 551
Eigenverbrauch ohne Pressen kWh	510	780
Ueberschuß für einen Wagen kWh	805	771

Aus vorstehenden Rechnungen erhellt, daß der Dampfantrieb dem elektrischen Antrieb der Pressen sowohl rein wärmetechnisch, als auch unter Berücksichtigung der Ueberschuß-Energie überlegen ist. Zu demselben Resultat führt ein Vergleich der Gesamtwirkungsgrade der beiden Antriebsarten. Eine moderne Brikettpresse mit Ventilsteuerung arbeitet mit einem thermodynamischen Nutzeffekt von 70—80 Prozent. Die Ausnützung der Wärme in ihr ist also fast ebenso groß, wie in der Antriebsmaschine der elektrischen Zentrale. Jede PS_i-Stunde in der Brikettpresse erfordert aber beim elektrischen Betriebe eine ganz bedeutend höhere PS_i-Stundenzahl in der Zentrale, weil der Weg, den die Energie bei der Umsetzung von der Dampfturbine der elektrischen Zentrale bis zur Welle der Brikettpresse zurückzulegen hat, ein weit größerer und verlustreicherer ist, als bei direktem Antrieb. Die Wirkungsgrade der dazwischengeschalteten Elemente sind dann folgende:

Turbine in der Zentrale	0,80
Generator-Drehstrom	0,95
Stromzuleitung	0,95
Kollektormotor 0,75, höchstens . .	0,90
Spannrollen-Antrieb	0,97
Insgesamt höchstens:	0,63.

Der Gesamt-Wirkungsgrad einer Dampfpresse ist in den vorhergehenden Rechnungen mit 0,72 eingesetzt und beträgt, wie später errechnet werden wird, im Mittel 0,70. Unter der Berücksichtigung, daß beim elektrischen Antrieb Höchst-η eingesetzt sind, ergibt sich bei ihm ein Verlust von minimal 37%, gegenüber 30% des Dampfantriebes.

Zwar hat der elektrische Antrieb den Vorteil der zentralen Energie-Erzeugung für die ganze Anlage. Weitere Vorteile sind: ölfreier Abdampf der Turbinen, einfachere Rohrleitungen, leichtere Kontrolle des Kraftbedarfes der einzelnen Pressen. Die Anschaffungskosten einer elektrischen Presse mit Motor zuzüglich der in der Zentrale bereitzustellenden Leistung sind jedoch erheblich höher, als die einer Dampfpresse. Sehr unangenehm ist weiter, daß man zum Riemen- oder Seilantrieb greifen muß. Nicht zu vergessen sind außerdem die Reparatur- und Unterhaltungskosten. Bei Niederschrift der Arbeit waren elektrische Pressen erst seit unge-

fähr 4 Jahren in Betrieb. Nachdem größere Reparaturen an Maschinen erfahrungsgemäß erst nach 6—7 Jahren auftreten, lagen also Vergleichswerte nicht vor. Entsprechend der größeren komplizierten Anlage werden die Kosten für Reparaturen und Unterhaltung jedoch nicht kleiner sein, als beim Dampfantrieb. Vom brikettbetriebstechnischen Standpunkt kommen noch hinzu die Schwierigkeiten bei plötzlichem Stromausfall durch das Ausstemmen der Pressen und die Schwierigkeiten beim Anfahren. Für ein Brikettkraftwerk kann aus all diesen Gründen also nur der halbelektrische Betrieb in Frage kommen, d. h. Stromerzeugung im Gegendruckbetrieb und Dampfantrieb der Pressen.

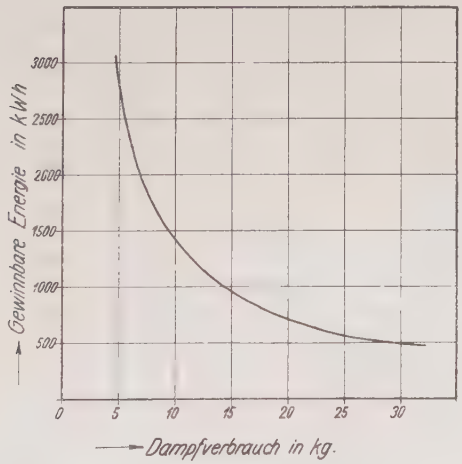


Abb. 7: Gewinnbare Energie aus der Trockendampfmenge je Wagen Briketts in Abhängigkeit vom Dampfverbrauch des Krafterzeugers.

Die Abbildung 7 zeigt die gewinnbare elektrische Energie in Abhängigkeit vom Dampfverbrauch des Krafterzeugers in kg/kWh und der erforderlichen Zusatzdampfmenge. Je geringer der Dampfverbrauch und je größer die Zusatzmenge, umso größer die gewinnbare Ueberschußmenge.

VIII.

Schlußfolgerung.

Bevor zur Berechnung der einzelnen Aggregate übergegangen wird, soll aus den bisherigen Ausführungen die Schlußfolgerung gezogen werden:

Auf Grund der heutigen technischen Errungenschaften lassen sich bei neu zu errichtenden Brikettfabriken gewaltige Ueberschußenergiemengen gewinnen. Die Beschaffung der Gegendruck-Krafterzeuger wird für die Brikettfabriken wesentlich billiger, als die für die Kondensationsmaschinen der reinen Elektrizitätswerke. Es kommen Werke mit großen Tagesleistungen in Frage, ferner Vorschaltung hochwertiger Krafterzeuger mit hohen Betriebsdrücken und hohen $\eta_{thermodyn.}$, so, daß ihr Anzapf- resp. Abdampf der Brikettfabrik zugeführt wird. Die Ueberschuß-Energie aus der Brikettfabrik wird nur belastet durch den Mehrverbrauch der Gegendruckmaschine an Kohlen gegenüber dem der Kondensationsmaschine jedoch unter Gutschrift der Kohlenmenge für den benötigten Trockendampf.

Zahlenmäßig ergab sich für eine ausgeführte Anlage folgender Vergleich:

Frischdampfdruck . . . . . atü	34	34
Frischdampftemperatur . . °Cels.	400	400
Wärmeinhalt . . . . . WE/kg	769,6	769,6
Abdampfdruck . . . . . atü	3,5	
Abdampftemperatur . . . °Cels.	180	
Wärmeinhalt . . . . . WE/kg	672,6	
Dampfverbrauch einer Anzapf-Gegendruckturbine pro kWh kg/kWh	12	
Dampfverbrauch einer Kondensationsturbine pro kWh . . kg/kWh		4
Wärmeverbrauch pro kWh Anzapf-Gegendruckturbine: 12 · (769,6 — 672,6) . . . WE/kWh	1164	
Wärmeverbrauch pro kWh Kondensationsturbine: 4 · 769,6 . WE/kWh		3078
Heizwert der Rohkohle . . WE/kg	2000	
Wirkungsgrad des Kesselhauses %	70	
Nutzbar von 1 kg Rohkohle WE	1400	

Kohlenverbrauch pro kWh Gegendruckturbine. . . . . .kg	0,83	
Kohlenverbrauch pro kWh Kondensationsturbine . . . . . .kg		2,2
Ersparnis an Kohle bei Stromerzeugung über Brikettherstellung kg/kWh	1,37	
in Prozenten . . . . . .%	62,3	

Außer der Kohlenersparnis ergeben sich noch folgende Vorteile:

Im Brikettkraftwerk kann die schwankende Belastung der Kesselhäuser in weiten Grenzen ausgeschaltet werden. Für die Krafterzeugung wird nicht ein einziges kg Dampf besonders erzeugt, weil aller Dampf für die Trocknung benötigt wird. Die aus ihm gewonnenen Energie-Mengen haben keinen nennenswerten Einfluß auf die Anzahl der Bedienungsmannschaften, denn eine Turbine mit 10 000 kW Leistung erfordert nicht mehr Wartung, als eine 5 000 er. Die Gegendruckturbine braucht kein Kühlwasser; die damit zusammenhängenden Kosten entfallen restlos. Es ist nicht erforderlich, die Ueberschußenergie mit Verwaltungskosten zu belasten, da die Braunkohlengrube das eigene Kraftwerk haben muß. Die Schwankungen des Verbrauches an elektr. Energie wirken sich den Brikettfabriken gegenüber lediglich in der Abnahme mehr oder weniger großer Mengen Ueberschuß-Energie aus, während die Kesselanlagen der Brikettfabrik dadurch nicht beeinflußt zu werden brauchen. Bei geringer Abnahme von Ueberschußstrom wird der Dampf den Trocknern unmittelbar, d. h. nicht erst über die Krafterzeugung zugeführt. Die Regelung erfolgt also ausschließlich auf der elektrischen Seite der Kraftanlage und zwar zwischen einer der Brikettfabrik zu gewährleistenden Mindestabnahme der Ueberschußenergie und dem erreichbaren Maximum. In einem Elektrizitätswerke bestimmen die Zahl der Benutzungsstunden die Kosten pro kWh in viel höherem Maße als die anteiligen Kohlenkosten. Für das Brikettkraftwerk kommt ein geradezu idealer Betriebszeitfaktor in Frage: Briketterzeugung an 300 Arbeitstagen zu je 24 Stunden. Die Verbindung der Krafterzeugung im Gegendruckbetrieb bei hoher Kesselspannung mit der in hohem Maße unentbehrlichen Wärmeerzeugung in der Brikettindustrie bringt sehr

große wirtschaftliche Vorteile, vorausgesetzt, daß die Brikettfabrikation selbst auf höchster Wirtschaftlichkeit aufgebaut ist.

B.

Die Brikettfabrik.

Die früher allgemein verbreitete Ansicht, daß die eigene Kohle nichts koste, führte zu einer unsinnigen Wärmevergeudung, und die maschinellen Anlagen waren dementsprechend Wärmefresser schlimmster Art. Besonders bei Brikettfabriken trat diese Erscheinung zu Tage, da sie durch ihre Trockenanlagen einen recht hohen Wärmeverbrauch haben

Unter Berücksichtigung dessen, daß der in den Pressen verarbeitete Teil des Wärme-Inhaltes des Dampfes dem auf die Trocknung entfallenden Teil gegenüber gering ist, darf man bei der kritischen Beurteilung der Wärmewirtschaft nicht die Pressen oder Trockner allein für sich untersuchen, sondern man muß den gesamten Wärmeverbrauch des Dampfes untersuchen, um die Wirtschaftlichkeit beurteilen zu können. Es handelt sich darum, wieviel Rohbraunkohle pro to Briketts gefördert werden muß. Nimmt man die aufzutrocknende Wassermenge mit Rücksicht auf den Wassergehalt der Rohkohle und der aus den Trocknern austretenden Kohle als feststehend an, so hängt diese Frage vom Kohlenverbrauch für die Trocknung und den Antrieb des Werkes ab.

Die folgenden Untersuchungen erstrecken sich also auf:

1. Gesamt-Rohkohlenbedarf für die Briketterzeugung, bestehend aus:
   a) Kohlenbedarf für die Brikettierung,
   b) Kesselkohlenverbrauch.
2. Gesamtwärmeverbrauch je kg Wasserverdampfung aus der Rohkohle.
3. Energie-Verbrauch der Brikettierung.
   (Kraftbedarf und Wärmeentwicklung bei der Brikett-Herstellung.)

Den Berechnungen ist eine Tagesleistung von 300 Wagen zu je 10 to Salon-Briketts zu Grunde gelegt.

Bekannt für die Berechnungen ist durch Versuche:

a) Menge der gewinnbaren Kohle,
b) Heizwert der Rohkohle,
c) Wassergehalt der Rohkohle,
d) Wassergehalt der zu pressenden Briketts in Bezug auf den optimalen Trocknungsgrad, d. h. jener Wassergehalt, bei dem das Fertigbrikett seine größte Biegungsfestigkeit hat.

I. Weg der Rohkohle von der Grube bis zum Trockendienst.

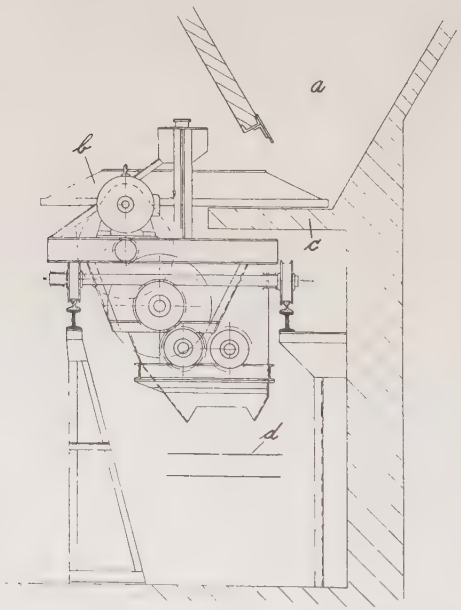
Der erreichbare höchste Wirkungsgrad einer Brikettfabrik in dampftechnischer und wirtschaftlicher Hinsicht hängt außer von der Höhe der Dampfspannung und der Güte der Maschinen in hohem Maße von der Bauart und Gruppierung der Gesamtanlage ab. Für den Entwurf einer Brikettfabrik ist also der schon früher aufgestellte Satz: „Die Brikettfabrik ist eine Stätte verwickelter Bewegungen fester, flüssiger und gasförmiger Brennstoffe, denen man die Wege so kurz, einfach und wirtschaftlich wie möglich gestalten soll," von größter Bedeutung.

a) Der Transport der Rohkohle nach dem Bunker der Brikettfabrik erfolgt heute größtenteils auf 900-mm-Spur-Bahnen in Großraumförderwagen zu 15 und 20 to. Die Förderwagen sind Seitenentlader. Das Oeffnen und Schließen erfolgt durch Preßluft.

Im Winter werden die Wagen durch eingesetzte Heizkästen mit möglichst großen Brikettformaten, mit denen die besten Erfahrungen gemacht wurden, beheizt, um ein Anfrieren der Kohle an den Wänden zu vermeiden. Bei sehr niedrigen Temperaturen werden die Kohlenzüge verkürzt und ihre Fahrgeschwindigkeit erhöht.

b) Der Bunker ist unter Schienenoberkante angeordnet und dient zum Sammeln der Rohkohle. Während früher die Bauart der Taschenbunker vorherrschte, geht man heute immer mehr zum Großraumbunker mit durchgehendem Auslaufschlitz über. Für eine Neuanlage kommt überhaupt nur letzterer in Frage. Maßgebend hierfür sind die Kohlenverhältnisse im Winter. Die von der Grube kommende Rohkohle mit 56 –58% Wassergehalt ist gefroren und mit Schnee

vermischt. Sowie sie in die Bunkertaschen verkippt ist, und die Tasche nicht sofort entleert wird, friert sie zu. Die Folgen davon sind Betriebsstörungen, Produktionsausfall und Aufwand von erheblichen Arbeitskräften, um die eingefrorenen Taschen mühsam frei zu machen. Gerade der Winter 1928/29 ist ein Beispiel dafür. Werke mit Schlitzbunkern hatten nur Produktionsausfall, soweit er auf mangelhafter Belieferung seitens der Grube beruhte, während Werke mit Taschenbunkern alle vorerwähnten Nachteile zu tragen hatten. Die Entleerung des Bunkers erfolgt durch den Bunkerentleerungswagen mittels eines Schaufelrades auf stehender Welle, welches in den Bunkerschlitz eingreift und die Kohle von dem unter dem Auslaufschlitz liegenden Abstreichtisch durch eine Schurre auf ein Transportband fördert.



Skizze 2: Bunkerentleerungswagen. a) Großraumbunker mit durchgehendem Auslaufschlitz. b) Schaufelrad auf stehender Welle. c) Abstreichtisch. d) Transportband.

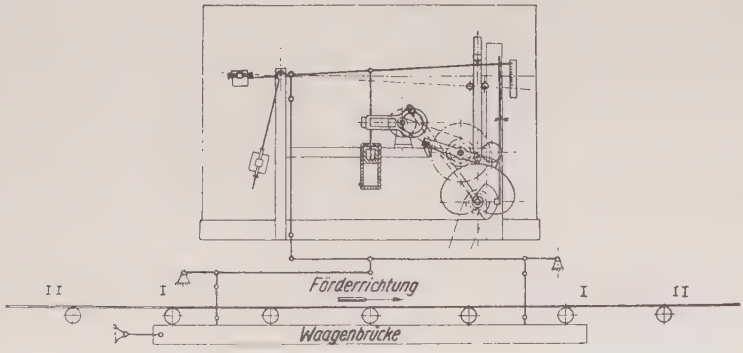
c) Vom Bunker gelangt die Kohle in den Naßdienst. Hierzu dient für Brikettier- und Kesselkohle je ein ansteigendes Transportband in einer Transportbandbrücke. Die Bänder sind wie auch alle anderen im Naßdienst und Fabrik biegsame Gummiförderbänder, mit denen bei feuchtem Fördergut und feuchten Räumen die besten Erfahrungen gemacht worden sind. Sie bestehen aus einer oberen Gummidecke von 2 mm Stärke, 4—8 Baumwolleinlagen, einer unteren Gummidecke von 1 mm Stärke, und haben Gummikanten. Die Lieferfirma hat eine dreijährige Garantie zu übernehmen und außerdem zu gewährleisten, daß es ohne weiteres möglich ist, nach Abarbeitung der Gummidecken eine neue Gummidecke aufzubringen so, daß das Band wieder lauffähig ist. Wo grobstückiges Gut und große Leistungen in Frage kommen, werden muldenförmige Bänder verwendet. Die Abgabe des Gutes erfolgt entweder am Bandende oder durch Abstreicher an beliebigen Stellen des Bandes.

Zahlentafel 1 zeigt die Betriebsverhältnisse verschiedener Bänder.

Zahlentafel 1:

Nummer	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Durchmesser der Antriebstrommel .	1200	1200	1190	1190	600	995	990	700	900
Durchmesser der Endtrommel . . .	1000	1000	990	990	600	605	600	300	300
Das Band läuft im	Bunker	Brücke	Brücke	Brücke	Naßdienst	Naßdienst	Kohlenboden	im Freien überdacht	
Ansteigend, horizontal	h	h	anst.	anst.	h	anst.	h	h	anst.
Bandgeschwindigkeit . . . m/sec.	1,15	1,1	1,3	1,2	1,1	1,8	1,6	1,2	1,2
Tragrollen: flach, konisch	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.	fl.
„ ∅	103	103	105	105	103	100	125	100	100
„ -Abstand im fördernden Trum	1385	1100	1500	1735	1520	1250	2100	1300	1250
Fördergut	Grubenkohle		Grubenkohle		Feinkohle naß			heisse Briketts	Schutt
Spannvorrichtung	Schlitten								
Antriebsmotor . . . . . kW	23,5	14	36	36	14	22	22	12	5,5
Mulden- oder Glattband	M	M	M	M	Gl.	M	Gl.	Gl.	Gl.
Länge in m	100	44	216	213	60	120	210	185	80
Breite in mm	1150	1150	1200	1150	900	900	850	550	550
Baumwolleinlagen	6	6	7	6	6	4	5	4	4
Gummidecke . . . . . oben mm	2	2	2	2	2	2	2	3	2
unten mm	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Das Band ist aufgelegt am	15.5.21	8.2.25	30 5 26	5.7.22	23.7.22	15.7.22	23.4.22	22.12.21	22.12.21
Das Band ist neu aufgelegt am . . .	6.5.28	6.5 28				1.9.27			
Laufzeit . . . . . Jahre/Monate	7	3/3	bis heute (1929)			5/2	bis heute (1929)		

Die stark schwankenden Angaben der einzelnen Werke über den Verbrauch an Rohkohle haben ihren Grund in der Art der Feststellung über die Rohkohlenförderung. Es ist selbstverständlich keine Genauigkeit vorhanden, wenn die Anzahl der Förderwagen mit dem Sollinhalt der Wagen multipliziert wird; denn Füllung und Gewicht der einzelnen Wagen ist sehr verschieden.



Skizze 3: Selbsttätige Bandwaage.

Deshalb werden selbsttätige Bandwaagen eingebaut, welche die während des Ganges ermittelten Gewichte auf einem Zählwerk registrieren. Die jeweilige Stundenleistung des Bandes in Tonnen wird durch einen Registrierapparat fortlaufend auf Diagrammpapier aufgezeichnet. Die Schwingungen des Waagebalkens werden durch einen Luftzylinder gedämpft. Die garantierte durchschnittliche Genauigkeit der Wägungen beträgt ± 2%. Durch Einbau des Leistungs-Registrierapparates wird die Genauigkeit der Waage um ½% vermindert.

Für die vorliegende Anlage mit 300 Wagen zu je 10 t Tagesleistung ergibt sich folgender

Rohkohlenbedarf in 24 Stunden:

Wassergehalt der Rohkohle . .	W_1 %	58	
Wassergehalt der Trockenkohle	W_2 %	18	
Erforderliche Trockenkohle für 10 t Briketts (10 000 + 2% für Uebergewicht + 1% für Verluste)	Q_1 kg	10300	
Erforderliche Rohkohle für 10 t Briketts: $Q = Q_1 \cdot \left[\frac{100 - W_2}{100 - W_1}\right] =$			
$10\,300 \cdot \left[\frac{82}{42}\right] \cdot \frac{99{,}025}{100} =$	kg	20000	
Erforderliche Brikettierkohle für 3000 t Briketts: 20 000 · 300	kg	6000000	
„ „ „	t	6000	6000
Gesamtdampfverbrauch für 10 t Briketts:			
10 · 1,405	t	14,05	
Kohlenverbrauch pro t Dampf . .	t	0,415	
Kesselkohlenverbrauch f. 10 t Briketts	t	5,8	
5% Zuschlag für Abblaseverluste, Verluste durch Betriebsstörungen und Sonntagsbetrieb	t	0,29	
Kohlenverbrauch für Strom für 10 t Briketts	t	0,1	
Gesamtkesselkohlenverbrauch für 10 t Briketts	t	6,19	6 000
Kesselkohlenverbrauch für 3000 t Briketts 6,19 · 300	t	1857	1 857
Gesamtbedarf an Rohkohle für 300 Wagen in 24 Stunden	t		7 857

Unter Berücksichtigung des wechselnden Anfangs- und Endwassergehaltes entspricht ein Rohkohlenbedarf von 2,1 kg pro 1 kg Produktion den tatsächlichen Verhältnissen in der Praxis. Der Gesamtbedarf an Rohkohle für 300 Wagen in 24 Stunden beträgt demzufolge:

$$1857 + 6300 = 8157 \text{ t.}$$

II.

Aufbereitung der Kohle im Naßdienst.

Der Naßdienst erfüllt die Aufgabe, die Rohkohle zur Trocknung vor- resp. aufzubereiten. Er soll gleichmäßig gekörntes Material liefern, um Entmischungserscheinungen auf Transportbändern und Bunkern, und damit ungleichmäßige Verteilung auf die Trockner und ungleichmäßige Trocknerleistung zu vermeiden. Je feiner die Körnung, umso größer die Verdampfungsleistung des Trockners, und umso kleiner die Heizfläche zur Trocknung einer gleichen Kohlenmenge. (Hoher Trocknungsgrad.) Mit zunehmender Vergrößerung des Kornes erhöht sich der Kohlendurchsatz infolge verminderter Reibung und größerer Durchsatzgeschwindigkeit. Dabei fällt jedoch die spezifische Verdampfungsleistung.

Die Aufbereitung der Kohle erfolgte bisher hauptsächlich durch Grob- und Feinzerkleinerung mit wiederholtem Absieben. Die Kohle passierte zunächst ein Brechwalzwerk (gegeneinander rotierende Stachelwalzen) und wurde auf einem Rüttelsieb mit verschiedenen Lochungen in Mittelgut, welches weiter verarbeitet wird, und Feinkorngut, welches sofort zur Trocknung geeignet ist, getrennt. Große Stücke und Holz wurden abgeschieden und nach dem Kesselhaus gefördert. Das Mittelgut wurde in einer Schleudermühle (2 doppelreihige gegeneinander rotierende Körbe mit wagerechten Stahlstäben) weiter verarbeitet und gelangte auf ein Rüttelsieb mit nur einer Lochung (8 mm). Der Ueberlauf, Korngrößen über 8 mm, ging zusammen mit dem Ueberlauf des Siebes über der Schleudermühle in das Kesselhaus. Neuerdings geht man immer mehr zur Aufbereitung der Rohkohle in Hammermühlen (Hammerbrechern) über, einmal, um an Platz und damit an Baukosten zu sparen, zum anderen, um Verluste an Brikettierkohle durch Ueberlauf der Siebe zu vermeiden. Die vorliegende Anlage wird nur mit Hammerbrechern, deren Roste schräge Schlitze haben, ausgerüstet. Ihre Arbeitsweise ist bekannt, sie braucht nicht erläutert werden. Zahlentafel 2 gibt einen Vergleich der Leistungen zwischen Hammerbrecher und altem Aufbereitungssystem (Baujahr 1901).

Zahlentafel 2.

Hammerbrecher: altes System

Versuch	Tourenzahl des Brechers	Rostspalt mm	Korngröße 0—6 %	Korngröße 6—12 %	Amp.	Brecher PS	Leistung t/h	Ueberlauf	PS	Leistung t/Stde.
1									70	38
2	375	30	70	30	28	60	95	stark bis 35 mm		
3	375	20	67	33	32	67	104	stark bis 20 mm		
4	375	10	83	17	43,5	100	96	ganz unbedeutend		
5	375	15	79	21	39	90	93	schwach bis 18 mm		
6	430 oberes Sieb abgedeckt	15	72	28	35	75	90	0,05 %		
7	430	15			31,25	65	91,5	stark, da Sieb zu kurz		

Aus vorstehender Uebersicht ergibt sich, daß die Leistung des Hammerbrechers bei gleichem Kraftbedarf das 2,5-fache eines alten Systems beträgt. Der Ueberlauf kann durch Einstellung der Rostspalten reguliert werden. Für vorliegende Anlage mit einem Rohkohlenbedarf von 2,1 · 3000 = 6300 t sind 3 Hammerbrecher erforderlich; dazu kommen zwei Hammerbrecher als Reserve. Während die alten Systeme von einer Dampfmaschine oder einem Motor über eine Hauptransmissionswelle angetrieben wurden, erhält jeder Hammerbrecher Einzelantrieb durch Elektromotor. Betriebsstörungen und Produktionsausfall bei Stillstand der Antriebsmaschine wird dadurch vermieden. Weitere Vorteile des Einzelantriebes sind: Wegfall von Transmissions- und Vorgelegewellen, überflüssiger Riemenscheiben und Riemen.

Die Tourenzahl der Mühle muß regulierbar sein, um entsprechend der von der Grube gelieferten Qualität der Rohkohle, stückig oder erdig, kernig oder weich, dem Trockendienst ein dauernd gleichmäßig zusammengesetzes Korngemisch zu liefern, d. h. große Unterschiede zwischen den einzelnen Korngrößen, welche die Brikettqualität ungünstig beeinflussen, zu vermeiden. Signalvorrichtungen in Gestalt

von Glocken und elektrischen Hupen zur Uebermittlung der Kommandos vom Naßdienst nach dem Bunker und innerhalb des Naßdienstes gewährleisten einen geregelten Betrieb.

Um Störungen in strengen Wintern zu vermeiden, erhält der Bunker Dampfheizung durch Rohrschlangen an den Bunkerschrägen (Außenseite), die Transportbänder auf den Brükken in ihrer ganzen Länge durch zwischen dem oberen und unteren Trum eingebaute g e r a d e Dampfrohre.

III.

Grundsätze für den Bau des Trocken- und Pressenhauses.

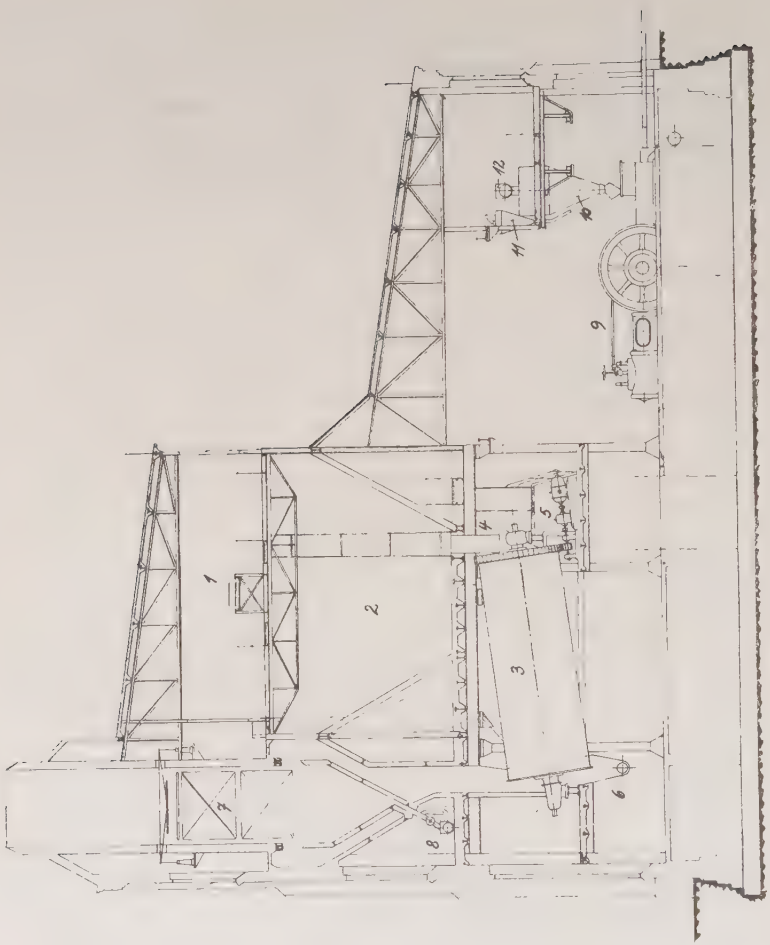
Bevor die Kohle auf ihrem weiteren Wege verfolgt wird, soll über den Bau einer neuen Brikettfabrik etwas gesagt werden. Betritt man eine alte Fabrik, so ist man von der darin herrschenden Unübersichtlichkeit, dem Gewirr von Dampfleitungen, Riemen und Riemenscheiben, dem Staub und der Hitze vollkommen benommen. Das ist nicht nur ein großer Nachteil für die Betriebsführung und das Bedienungspersonal, sondern birgt auch große Gefahrenmomente in sich. Gerade Trocken- und Pressenhaus sind Orte, in denen durch den Produktionsgang dauernd trockner Staub anfällt. Die Wirkungen einer Staubexplosion sind zu bekannt, als daß auf sie besonders hingewiesen werden müßte. Die Sicherheit der Arbeitskräfte und des Betriebes erfordert jedenfalls, Orte der Staubentwicklung möglichst weiträumig zu wählen, sowohl, um die Staubentwicklung möglichst einzuschränken, als auch die Explosionsgrenze, die in kleinen Räumen sehr niedrig liegt, soweit wie möglich heraufzusetzen. Daß das Arbeitspersonal in hellen, luftigen Räumen seiner Pflicht lieber nachkommt, ist selbstverständlich, und für den Betriebsführer ist das sofortige Ueberschauen der Produktionsstätte einfach notwendig. Skizzen 4 und 5 zeigen den Aufbau eines modernen Trocken- und Pressenhauses.

(Siehe Skizze 4 und 5 umseitig.)

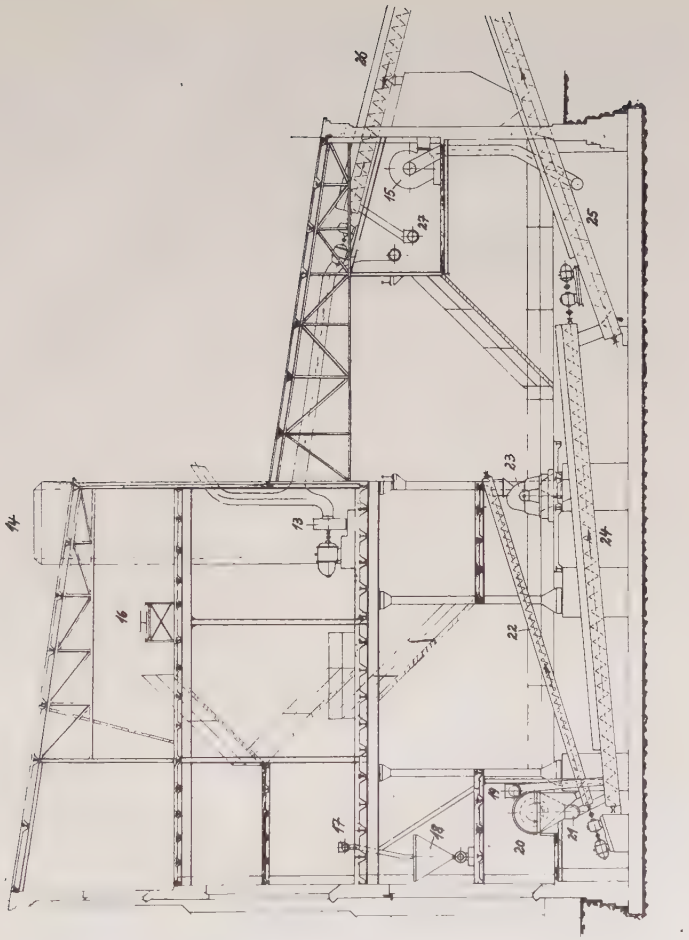
IV.

Der Trockendienst.

a) Die im Naßdienst aufbereitete Kohle gelangt auf den K o h l e n b o d e n unter dem Dach des Trockenhauses. Vor-



Skizze 4: Modernes Trocken- und Pressenhaus.
1. Verteilungsband auf dem Kohlenboden; 2. Kohlenboden; 3. Trokkenapparat (Röhrentrockner); 4. Füllrumpf; 5. Einzelantrieb; 6. Apparate-Sammelschnecke; 7. Elektrofilter; 8. Staubsammelschnecke; 9. Zwillingspresse mit Dampfantrieb; 10. Pressenrumpf; 11. Zentrifugalabscheider der Stempelstaub-Transportanlage; 12. Pressenrumpfschnecke.



Skizze 5: Modernes Trocken- und Pressenhaus.
13. Hochdruck-Exhaustor der Stempelstaub-Transportanlage;
14. Schlot derselben; 15. Pressenmaul-Entstaubungsventilator;
16. wie 1: Verteilungsband auf dem Kohlenboden; 17. wie 8: Staubsammelschnecke; 18. Staubtransportanlage; 19. Apparate-Sammelschnecke; 20. Trommelsieb; 21. Trommelsiebschnecke;
22. Späneschnecke; 23. Hammermühle; 24. und 25. Schnecken nach dem Kühlhaus; 26. Schnecke vom Kühlhaus;
27. wie 12: Pressenrumpfschnecke.

her läuft sie noch einmal über eine Bandwaage, um den Rohkohlenverbrauch pro t Briketts dauernd zu überwachen. Der Kohlenboden muß genügend groß gehalten werden, um zur Vermeidung von Störungen (mangelhafte Rohkohlenlieferung seitens der Grube, Störungen im Naßdienst) einen ausreichenden Vorrat aufnehmen zu können. Er wird ungeteilt, ohne Zwischenwände und mit schrägen Längswänden ausgeführt. Die Kohle gelangt durch Oeffnungen im Kohlenboden und die Zuführungstrichter in die Füllrümpfe, und von hier durch eine besondere Zuführungsvorrichtung in die Trockenapparate.

Wenn eben die Forderung aufgestellt wurde, daß der Kohlenboden genügend groß sein muß, um Vorrat aufzunehmen, so ist damit kein Idealzustand geschaffen und zwar aus folgenden Gründen:

Die Herstellung eines guten Briketts hängt zu 80% von der gleichmäßigen Trocknung der Rohkohle ab, d. h. die Festigkeit des Steines wird am größten, je geringer die Unterschiede im Wassergehalt der einzelnen Korngrößen sind. Nimmt der Kohlenboden nun einmal zu und dann wieder ab, so ergeben sich erhebliche Schwankungen im Wassergehalt der Trockenkohle, wie sie die einzelnen Trockner verläßt; die Qualität der Briketts leidet entsprechend. Zur Vermeidung dieses Mangels muß die Kohle, wie sie aus dem Naßdienst kommt, sofort verarbeitet werden, ohne sich auf dem Boden entmischen zu können. Bei großen Reserven im Naßdienst, bei welchen jedes ausfallende Aufbereitungs-System durch ein anderes ersetzt werden kann, wäre die Möglichkeit gegeben, die Kohle durch Rohre den Trocknern zuzuführen, und dieser Zustand wäre als ideal anzusprechen. Obwohl mit Rücksicht auf die Qualität der Briketts kein Preis zu hoch sein sollte, wird sich bei der heutigen wirtschaftlichen Lage natürlich kein Werk einen derartigen Naßdienst leisten; es muß deshalb und außerdem mit Rücksicht auf Störungen in der Grube auf die Reserve auf dem Kohlenboden zurückgegriffen werden. Die Forderung aber, daß der Naßdienst wenigstens einigermaßen ausreichende Reserven enthalten muß, wird dadurch natürlich nicht berührt, denn der Naßdienst ist die Seele der Brikettfabrik. Ein Fehler, der einmal bei der Aufbereitung der Kohle gemacht worden ist, läßt sich durch

keine Maßnahme im darauffolgenden Prozeß wieder ganz ausmerzen.

b) Bevor die Berechnung der Trockenanlage erfolgt, sollen ganz allgemein Trockenmittel und Trocknung erläutert werden. Da schon früher gezeigt war, daß die Feuergastrocknung der Dampftrocknung unterlegen ist, soll nur letztere zur Betrachtung herangezogen werden.

Die Dampftrocknung erfolgt indirekt mittels Abdampfes der Kraftmaschinen. Dabei strömt der Dampf durch die Trockentrommel und gibt seine Verdampfungswärme an die Wandungen des Apparates und deren mehr oder weniger kühle Umgebung (Kohle, Luft) ab, indem er kondensiert. Das Kondensat wird abgeführt, und dient zum Vorwärmen kalten Kesselspeisewassers und neuer Dampferzeugung. Die Kondensattemperatur entspricht der jeweiligen Dampfspannung. Der im Trockner sich aus der Kohle entwickelnde Wasserdampf muß dauernd durch einen Luftstrom abgeführt werden, der aus der Umgebung des Apparates in sein warmes Innere angesaugt wird und ihn als Brasen (Luft-Wasserdampfgemisch) verläßt. Der Wassergehalt der Braunkohle besteht aus hygroskopischem Wasser (mechanisch gebunden) und Hydratwasser (chemisch gebundenem Wasser zur chemischen Konstitution der Kohle selbst). Für die Erzeugung guter Briketts ist die völlige Entfernung des hygroskopischen Wassers unerläßliche Vorbedingung. In vielen Fällen ist die Trocknung noch etwas weiter zu treiben (z. B. bei höherem Bitumengehalt). Feinere Knorpel (Gries) und Staub trocknen viel schneller als grobe Knorpel (Wasserabgabe erst an der Oberfläche und dann im Innern). Sie werden daher leicht übertrocknet. Uebertrocknung kann auch bei Verstopfung eintreten. Einfluß auf die gleichmäßige Trocknung wird weiter erschwert durch Schwankungen im Wassergehalt der Rohkohlen. Uebertrocknungen und Verstopfungen sind deshalb zu vermeiden. Außerdem sind die Trockendiensteinrichtungen von vornherein der besonderen Natur der Kohle anzupassen; bei ihrem Betriebe ist den Schwankungen des Wassergehaltes fortgesetzt Rechnung zu tragen.

Für die vorliegende Anlage werden Röhrentrockner gewählt, denn einmal ist die zu trocknende Kohle sandig, zum anderen sind der Preis, Kraftbedarf und die Unterhaltungskosten bedeutend niedriger als die der Telleröfen.

Von einem guten Trockner wird verlangt, daß er bei kleinsten Abmessungen, Anschaffungs- und Unterhaltungskosten ein Maximum an Rohkohle möglichst gut trocknet. Er muß also besitzen:

1. Großen Durchsatz an Rohkohle bei wenig Betriebsstörungen,
2. Hohe Wasserverdampfung, gemessen in kg aufgetrockneten Wassers pro qm Heizfläche (innere Rohroberfläche).
3. Geringen Dampf- und Wärmeverbrauch, gemessen in kg Heizdampf (Kondensat) bezw. WE auf 1 kg verdampftes Wasser (Wärmewirkungsgrad des Trockners).

Die Leistung und Gute der Trocknung hängt von drei Faktoren ab:

1. Von der Temperatur-Differenz zwischen Heizstoff und Trockengut.
2. Von dem Wärmeübergangskoeffizienten
   a) zwischen Heizstoff und Trennwand,
   b) zwischen Trennwand und Trockengut.
3. Von der Wirksamkeit der Berührung zwischen Heizstoff bezw. Trockengut und der Trennwand.

Die Vergrößerung der Temperatur-Differenz kann erreicht werden:

a) durch Erhöhung des Heizdampfdruckes.

Es war früher gezeigt worden, daß vom Standpunkt der Wärmewirtschaft ein möglichst niedriger Gegendruck (Heizdampfdruck) anzustreben sei, daß aber mit Rücksicht auf die Produktionssteigerung (höhere strahlende Hitze, raschere Erwärmung und Trocknung) und die Verzinsung der Heizdampfdruck erhöht wurde. Für die vorliegende Anlage waren 2,6 atü im Mittel gewählt worden.

b) durch Erhöhung der Heizdampftemperatur.

Früher wurde die Ansicht vertreten, daß nur mit Sattdampf getrocknet werden dürfe, da der Wärmeübergangskoeffizient des überhitzten Dampfes zur Trennwand erheblich schlechter sei als der von Sattdampf. Demgegenüber ist neuerdings der Wärmeübergang von überhitztem Dampf an Wandungen in ungefähr der gleichen Größenordnung gefunden worden, wie der bei Sattdampf (Lit.-Verz. I/48). Die

Temperatur der Wandung ändert sich nicht, solange Kondensation erfolgt. Geringe Ueberhitzung vermindert die Dampf- bezw. Kondensatmenge, da überhitzter Dampf soviel Kondenswasser verdampft, bis er in den gesättigten Zustand übergegangen ist. Die verminderte Kondensatmenge begünstigt die Wärmeübertragung, weil die an der Kondensationsoberfläche haftende Wasserschicht die Wärmeabgabe stark stört. Nach Hausbrand ist das niedergeschlagene Kondensat ein erhebliches Hindernis für den Wärmeübergang. Es ist also von der Ueberhitzung eine Verbesserung der Verdampfungsleistung zu erwarten, eine schädliche Wirkung einer Ueberhitzung, die über 30°—40° Cels. nicht hinausgeht, hat man jedenfalls auf Grund zahlreicher Beobachtungen nicht feststellen können. Für vorliegende Anlage wird eine Heizdampftemperatur von 185° Cels. bei 2,7 atü gewählt.

Werden durch Anwendung höheren Druckes und überhitzten Dampfes Vorteile erreicht, so wird die Verbesserung der Trocknung im Trommeltrockner doch hauptsächlich darauf hinauslaufen, den wärmeabgebenden Heizstoff (Dampf) mit dem wärmeempfangenden Trockengut in häufigere und innigere Berührung mit der den Wärmeübergang vermittelnden Trennungs- oder Heizwand zu bringen, d. h. also den Heizstoff und das Trockengut zu bewegen und durcheinander zu wirbeln.

Verbesserung der Heizdampf-Zirkulation durch Einbau eines Dampfstrahlgebläses hat sich nicht bewährt. Es kommt also auf eine Durchwirbelung der Kohle an, die durch Einbau sogenannter Spiral-Wendeleisten erreicht wird, welche größere kohlebeheizte Heizflächen durch Erhöhung der Schicht und gleichmäßige Mischtemperaturen bewirken.

Folgende Ueberlegungen führen zum Einbau der Wendeleisten:

Die Rohrwand hat eine Temperatur von 150° 180°, dagegen der Brasen im Rohrinnern nur eine solche von 80° bis 100°. Es ist also klar, daß an der Rohrwand die intensivste Trocknung stattfindet, an der Oberfläche der Kohle im Rohr eher eine Abkühlung durch abziehenden Brasen. Die Güte der Trocknung ist ferner, wie schon früher gesagt, abhängig von der Korngröße. Feine Kohle muß mehr gewendet werden als grobe.

In einem glatten Rohr ohne Wendeleisten rutscht die Kohle, die mehr oder weniger an der Rohrwand anhaftet, immer wieder nach der tiefsten Stelle des Rohrquerschnittes. Sie bewegt sich einmal infolge der Schwere in dem schrägliegenden Rohr ziemlich gleichmäßig axial nach der Ausfallseite und ebenso infolge Drehung der Trommel kreisförmig. Theoretisch gibt das eine Gerade, auf dem abgewikkelten Rohrmantel und im Raum eine Spirale. Die tatsächliche Bewegung eines Kohlepunktes wird sich jedoch infolge Anhaftens an der Rohrwand und Abrutschens nach der tiefsten Stelle in einer Zickzacklinie vollziehen. Das Prinzip der Wendeleisten ist nun folgendes:

Glatte axiale Wendeleisten, wie sie früher verwendet wurden, stellen sich dem Kohlenstrom schräg entgegen und wenden die Kohle. Eine linksgängige Spirale hemmt bei rechtsdrehendem Apparat den nach links gerichteten Kohlenstrom etwas, weil sie Reibung verursacht. Eine rechtsgängige Spirale verlegt der Kohle mehr oder minder geradezu den Weg. Die auf der Wendeleiste liegende Kohle fällt herab und wird gründlich gewendet. Bei vorliegender Anlage werden deshalb Wendeleisten nach vorstehenden Gesichtspunkten eingebaut. Gegen Ende des Rohres wird die Ganghöhe der Wendeleisten um 50% kleiner gewählt, um häufigeres Wenden und längeres Zurückhalten der Kohle zu erzielen.

Zahlentafel 3 zeigt den Einfluß der Wendeleisten auf Leistung des Trockners und Temperatur der Trockenkohle. Bemerkt sei dazu noch, daß die Schräglage einzelner Apparate geändert war, um Leistungssteigerung zu erzielen.

Es ist in der Praxis eine alltägliche Beobachtung, daß die äußeren Rohrreihen eines Röhrentrockners erheblich schlechter arbeiten als die inneren, da sie mit verschiedener Geschwindigkeit am Füllkasten vorbeistreichen. Das ist ein großer Nachteil für die Trocknung, denn da, wie schon früher gesagt wurde, die Wärmeübertragung in erster Linie zwischen Heizdampf und Kohle erfolgen soll, sind große Schichthöhen erforderlich. Durch Wahl verschiedener Durchmesser und Steigungen der Wendeleisten könnte die Stauleistung reguliert und ein Ausgleich der ungleichmäßigen Füllung und Durchlaufzeit der inneren und äußeren Rohrreihen erreicht werden. In der Praxis sieht man aus Einfachheitsgründen davon ab. Eine Abhilfe wird durch die sogenannten Hicke-

Zahlentafel 3:

Versuchs-Nummer und -Art	Menge der Trocken-kohle t	Menge des verdampf-ten Wassers t	Wasser-gehalt der Gruben-kohle %	Wasser-gehalt der Trocken-kohle %	Um-drehun-gen pro Minute	Frisch-dampf-tempe-ratur °Cels	Heiz-dampf-tempe-ratur °Cels	Ver-suchs-dauer Stund.	Bemerkungen
Alte Wendeleisten	9,357	9,609	58	14	7¾	235	161	3	
Neue Wendeleisten	9,609	10,369	57,5	11,5	7¾	240	161,5	3	
Neue Wendeleisten	9,971	10,379	57	12,25	7¾	245	166	3	
Apparat 17: Alte Wendeleisten	11,256	10,799	57,75	19,17	8	235	161	3	Apparat nicht gehoben
Apparat 18: Neue Wendeleisten	10,218	11,267	57,67	13,10	8	235	161	3	
Apparat 17: Alte Wendeleisten	11,725	10,761	58,55	20,47	8	230	159	3	Apparat hoch gehoben
Apparat 18: Neue Wendeleisten	13,812	11,740	57,72	21,36	9¼	230	159	3	
Apparat 17 . . .	12,079	10,351	58	22	8	265	166	3	Apparat
Apparat 18 . . .	14,753	11,942	58	24	8	265	166	3	hoch gehoben
Apparat 4 . . .	7,55	7,64	58	15,5	8½	234	158	2	Apparat nicht gehoben
Apparat 2 . . .	9,899		57,2	23,07	6,6	247	164	2	Apparat nicht gehoben
Apparat 2 . . .	6,177		58,33	14,5	5,25	262	167	2	Apparat nicht gehoben

thierbleche geschaffen, auf die später noch zurückgekommen wird. Sie fangen die wieder ausfallende Kohle auf und leiten sie den äußeren Rohrreihen (Rohrkreisen) wieder zu. Zuletzt mag noch darauf hingewiesen werden, daß die Wendeleisten ein Verstopfen der Rohre am Einfall verhindern dadurch, daß sie die Kohle an der Füllseite hineintransportieren. Sie verhindern dadurch Uebertrocknung der Kohle und Feuer im Apparat.

Ehe zur Berechnung des Wärmebedarfs und der Wärmeverluste der vorliegenden Anlage übergegangen wird, soll noch auf den den Apparat durchstreichenden Luftstrom eingegangen werden. Zwei Eigenschaften sind dabei zu berücksichtigen: Die Temperatur des Luftstromes und seine Menge.

Die Luft vermag nicht über ihre Sättigung hinaus Wasserdampf aufzunehmen. Es kommt also zunächst darauf an, mit welcher Temperatur und Feuchtigkeit die Luft einströmt; denn die Sättigung ist für jeden Wärmegrad eine andere. Im allgemeinen steigt und fällt der Wasserdampfgehalt mit der Temperatur, indessen bewirken Windrichtung, große Wasserflächen etc. Aenderungen.

Folgende Punkte sind also zu beachten:

1. Die absolute Feuchtigkeit = Gewicht des in 1 m^3 enthaltenen Wasserdampfes in g;
2. die relative Feuchtigkeit = Verhältnis des bei der augenblicklichen Temperatur in der Luft enthaltenen Wasserdampfes zu der Menge, die bei dieser Temperatur möglich ist;
3. die absolute Höchstfeuchtigkeit (Sättigungsfeuchtigkeit) ist gleichbedeutend mit der Maximaldampfspannung der Luft in mm *Hg*-Säule, die bei einer bestimmten Temperatur möglich ist;
4. der Taupunkt. Man bezeichnet als Taupunkt denjenigen Wärmegrad, bei welchem die Luft einen Teil ihres Wasserdampfes in Form von kleinen Wasserbläschen (Nebel) ausscheiden würde, sofern nur eine weitere, geringe Abkühlung stattfindet.
5. das Fehlen oder Vorhandensein von Wind. Im letzteren Falle haben die Stärke und Richtung Einfluß auf den Trockendienst.

Daraus ergibt sich:

1. Warme Luft eignet sich wegen höherer Wasserdampfaufnahmefähigkeit viel besser zur Trocknung als kalte. Kalte oder kühle Luft ist deshalb vor Eintritt in die Trockenapparate vorzuwärmen. Erreicht wird dies durch die bauliche Anlage:
   Die Heizleitungen werden in offenen Kanälen unter der Einfallseite der Trockner verlegt.
2. Der Durchzug der Luft durch die Trockenapparate ist so zu regeln, daß innerhalb der letzteren eine Uebersättigung der Luft mit Feuchtigkeit, also eine Unterschreitung des Taupunktes vermieden wird. Ein Wiederausscheiden von tropfbarem Wasser, das von neuem verdampft werden muß, erhöht den Wärmeaufwand und vermindert die Leistung des Trockners. Mit wachsender Luftmenge wird die spezifische Verdampfungsleistung größer und der Endwassergehalt kleiner. Der Wasserdampfgehalt je m^3 des Brüdens, gemessen am Taupunkt, wird mit zunehmender Luftmenge geringer.
3. Wärme, Wassergehalt, Fehlen und Auftreten von Wind, sowie dessen Stärke und Richtung sind durch Thermometer, Hygrometer, Hygrographen zu beobachten.

c) Berechnung des Wärmeverbrauches und der Wärmeverluste.

Der Wärmebedarf je kg Wasserverdampfung des Trockners erstreckt sich auf folgende Faktoren:

1. Erwärmung der Trockensubstanz:
   $R_1 = c_m \cdot (t_2 - t_1)$; WE
   t_2 = Austrittstemperatur; t_1 = Eintrittstemperatur,
   c_m = mittl. spez. Wärme zwischen t_1 und t_2.
   $c_m = 0{,}28$.
2. Erwärmung des Restwassers in der Kohle:
   $R_2 = (t_2 - t_1) \cdot c_m$ in WE pro kg Restwasser.
   Spez. Wärme des in der Kohle enthaltenen Wassers
   $c_m = 1$.
3. Erwärmung des auszutreibenden Wassers auf die Verdampfungstemperatur.

4. Verdampfung des auszutreibenden Wassers.
5. Ueberhitzung des entstandenen Dampfes auf Brasentemperatur.
6. Leitungs- und Strahlungsverluste der Trockentrommel.

Zu 3—5: Eine bestimmte Verdampfungstemperatur besteht nicht, da das auszutreibende Wasser bei allen zwischen der Ein- und Austrittstemperatur der Trockenkohle liegenden Temperaturen in wechselnden Mengen verdampft.

1. Stoffbilanz der Trocknung.

Der Stoffverlust beim Trocknen und der verschieden hohe Wassergehalt der Trockenkohle und des Trockenstaubes werden zunächst vernachlässigt. Es sei:

Q = Naßkohlenmenge in kg.
Q_1 = Trockenkohlenmenge in kg,
Q_2 = Trockensubstanzmenge in kg,
W_1 = Wassergehalt der Naßkohle in %,
W_2 = Wassergehalt der Trockenkohle in %,
W_2 = das in der Kohle verbleibende Restwasser,
W_3 = das verdampfte Wasser.

Es gelten:

$$Q = Q_1 \cdot \left[\frac{100 - W_2}{100 - W_1}\right]; \; Q_2 = Q \cdot [1 - 0{,}01\ W_1];$$

$$Q_1 = Q \cdot \left[\frac{100 - W_1}{100 - W_2}\right]; \; W_3 = 0{,}01 \cdot Q \cdot W_2 \cdot \left[\frac{100 - W_1}{100 - W_2}\right];$$

$$W_4 = Q \cdot \left(1 - \left[\frac{100 - W_1}{100 - W_2}\right]\right).$$

Für die Trocknung ist der Wassergehalt des Fertigbriketts maßgebend, bei dem es seine größte Biegungsfestigkeit hat (optimaler Trocknungsgrad). Für vorliegende Verhältnisse liegt das Optimum bei 15% Wassergehalt.

Endwassergehalt des Briketts	15%
Luftverdampfung (Ausdünstung)	1%
Wassergehalt des aus der Presse kommenden Briketts	16%
Nachverdampfung in den Schnecken und im Kühlhaus	2%
Wassergehalt der Trockenkohle am Apparate-Ausfall	18% — W_2.

$W_1 = 58\%$; $Q = 1$.

$Q_3 = 1 \cdot [1 - 0{,}01 \cdot 58] = 0{,}42$ kg.

$W_5 = 0{,}01 \cdot 1 \cdot 18 \cdot \left[\frac{100 - 58}{100 - 18}\right] = 0{,}0922$ kg.

$W_4 = 1 \cdot (1 - \left[\frac{100 - 58}{100 - 18}\right]) = 0{,}488$ kg.

$Q_1 = 1 \cdot \left[\frac{100 - 58}{100 - 18}\right] = 0{,}512$ kg.

für $Q_1 = 1$ ist:

$Q = 1 \cdot \left[\frac{100 - 18}{100 - 58}\right] = 1{,}952$ kg.

$W_4 = Q_1 \cdot \left[\frac{100 - W_2}{100 - W_1}\right] \cdot (1 - \left[\frac{100 - W_1}{100 - W_2}\right]) =$

$Q_1 \cdot \left[\frac{100 - W_2}{100 - W_1} - 1\right]$; $W_4 \quad 1 \cdot \left[\frac{100 - 18}{100 - 58} - 1\right] = 0{,}952$ kg.

Der gesamte Staubanfall bei der Dampftrocknung, auf die Ausbeute an Trockenmaterial bezogen, beträgt 6,5% im Mittel. Davon werden zurückgewonnen 85%. Für Uebergewicht der Wagen, bedingt durch die Luftverdampfung des fertigen Briketts, werden 2% in Ansatz gebracht.

Es ergibt sich, bezogen auf 1 kg Rohbraunkohle, folgende praktische Stoffbilanz:

Ausbeute an Trockenkohle:

$Q_1' = 1 \cdot \left[\frac{100 - 58}{100 - 18}\right] \cdot \frac{99{,}025}{100} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . = 0{,}50701$ kg,

Staubverlust:

$Q_1'' = 1 \cdot \left[\frac{100 - 58}{100 - 18}\right] \cdot \frac{0{,}975}{100} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . = 0{,}00499$ kg,

Wasserverdampfung:

$W_4 = 1 \cdot \left[1 - \left(\frac{100 - 58}{100 - 18}\right)\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . = 0{,}488$ kg,

1,000 kg.

Zur Erzeugung von 1 kg Trockenkohle sind demnach erforderlich:

1,00 : 0,507	1,972 kg	
+ 2% für Uebergewicht	0,020 kg	
Gesamt	1,992 kg	Rohkohle pro kg Briketts
rd.	2 kg.	

Wasserverdampfung:

$2 \cdot 0{,}488 = 0{,}976$ kg.

Der errechnete Gesamtbedarf an Rohkohle pro t Produktion stimmt mit den Messungen der Bandwaage überein. Berücksichtigt man den wechselnden Anfangs- und Endwassergehalt, so entspricht ein Rohkohlenbedarf von 2,1 kg pro 1 kg Produktion den tatsächlichen Verhältnissen in der Praxis.

Entsprechende Wasserverdampfung:

$$2{,}1 \cdot 0{,}488 = 1{,}025 \text{ kg}.$$

2. Zum Trocknen erforderliche Luftmenge.

Bezeichnet d_a den Wassergehalt der Außenluft,
d_n „ „ des Brasens,
beide bezogen auf 1 kg des trocknen Teiles derselben, so kann 1 kg Luft noch

$$d_n - d_a \text{ kg Wasser}$$

aus der Kohle aufnehmen. Die zur Aufnahme von 1 kg Wasser erforderliche Luftmenge ist also:

$$L = \frac{1}{d_n - d_a} \text{ in kg}.$$

Es sei:
q = Gesamtdruck in mm Hg.-S.
q_{da} = Teildruck des Dampfes in der Außenluft in mm Hg.-S.
q_{dn} = Teildruck des Dampfes im Brasen in mm Hg.-S.
t_a = Temperatur der Außenluft,
t_n = Temperatur des Brasens,
γ_l = spez. Gewicht des trocknen Teiles der Außenluft,
γ_n = „ „ „ „ „ des Brasens.
Dann ist unter der Annahme, es gelte das Gay-Lussac'sche Gesetz für das Gemisch wie für die Teile:

$$\gamma = \gamma_l + \gamma_d$$

$$\gamma_l = \gamma_{ol} \cdot \frac{273}{273 + t} \cdot \frac{q_l}{760}; \; q_l = q - q_{da}; \; q_l = q - q_{dn};$$

γ_{ol} = spez. Gewicht der Luft im Normalzustand =

$$1{,}293 \text{ kg/m}^3 \left(\begin{matrix} 0 \\ 760 \end{matrix} \right) \text{ für Luft.}$$

$$\gamma_l = 1{,}293 \cdot \frac{q - q_{da}}{760} \cdot \frac{273}{273 + t_a}$$

$$\gamma_n = 1{,}293 \cdot \frac{q - q_{dn}}{760} \cdot \frac{273}{273 + t_n}$$

t_a = 11° Cels. = mittlere Jahrestemperatur der Luft.
φ_l = 0,55 = mittl. Jahresfeuchtigkeitsgrad der Luft (relative Feuchtigkeit).
t_n = 90° Cels. = mittlere Jahrestemperatur des Brasens.
φ_n = 0,45 = mittlerer Jahresfeuchtigkeitsgrad des Brasens.
q_{da} = 0,55 · 9,8 = 5,39 mm Hg.-S.
q_{dn} = 0,45 · 525,4 = 236,4 mm Hg.-S.
q = 754 mm Hg = mittlerer Jahresbarometerstand.

$$\gamma_l = 1{,}293 \cdot \frac{754 - 5{,}39}{760} \cdot \frac{273}{273 + 11} = 1{,}2275 \text{ kg/m}^3,$$

$$\gamma_n = 1{,}293 \cdot \frac{754 - 236{,}4}{760} \cdot \frac{273}{273 + 90} = 0{,}6625 \text{ kg/m}^3,$$

γ_{sa} = spez. Gewicht von Sattdampf bei t_a,
γ_{sn} = „ „ „ „ „ t_n.
Dampfgewicht der Luft: $\gamma_{da} = 0{,}55 \cdot 10 = 5{,}5$ g/m³,
„ des Brasens: $\gamma_{dn} = 0{,}45 \cdot 423{,}9 = 190{,}76$ g/m³,

$$d_a = \frac{\gamma_{da}}{\gamma_l} = \frac{0{,}0055}{1{,}2275} = 0{,}0045 \text{ kg (Luft)}.$$

$$d_n = \frac{0{,}19076}{0{,}6625} = 0{,}288 \text{ kg}.$$

Zur Aufnahme von 1 kg Wasser ist also eine Luftmenge von $L = \frac{1}{d_n - d_a} = \frac{1000}{283{,}5} = \underline{3{,}53 \text{ kg}}$ erforderlich.

Bei einer Trocknerleistung von 16 Wagen à 10 t = 160 000 kg Trockenkohle in 24 Stunden ergibt sich ein Luftbedarf von:

$$\frac{160\,000 \cdot 1{,}025 \cdot 3{,}5}{1{,}233 \cdot 24} = \text{rd. } 20\,000 \text{ m}^3/\text{Stde } (\gamma = \gamma_l + \gamma_{sa}).$$

Dieser Wert stimmt unter Berücksichtigung, daß für die Rechnung Jahresmittelwerte gewählt wurden, mit praktischen Werten gut überein.

Bei einem modern aufgeführten elektrischen Schlot ergab sich mit Hilfe der Anemometermessung eine stündliche Luftmenge von 25 000 m³.

3. Wärmebedarf je kg Wasserverdampfung.

Eintrittstemperatur der Kohle in den Trockner im Jahresmittel: 13°.

Austrittstemperatur aus dem Trockner: 88°.

1. Erwärmung der Trockensubstanz um
   $88° - 13° = 75°$; $c_m = 0{,}28$ WE/kg.
   $R_1 = 0{,}42 \cdot 0{,}28 \cdot (88-13) = 8{,}82$ WE.
2. Erwärmung des Restwassers um:
   $88° - 13° = 75°$; $c_m = 1$ WE/kg.
   $R_2 = 0{,}0922 \cdot 1 \cdot (88-13) = 6{,}92$ WE.
3. Erwärmung, Verdampfung und Ueberhitzung des zu verdampfenden Wassers:
   Eintrittstemperatur 13°; Austrittstemperatur 90°.
   Das Wasser muß von 13° auf 90° erwärmt und bei 90° verdampft werden. Dazu sind nötig:

Flüssigkeitswärme: 90 — 13 =	77	WE,
Verdampfungswärme:	545,3	WE,
insgesamt	622,3	WE.

   $R_3 = 0{,}488 \cdot 622{,}3 = 303{,}68$ WE.
4. Erwärmung der erforderlichen Luftmenge um:
   $90 - 11 = 79°$; $c_m = 0{,}24$ WE/kg.
   $R_4 = 3{,}53 \cdot 0{,}24 \cdot (90 - 11) \cdot 0{,}488 = 32{,}65$ WE.
5. Erwärmung der Luftfeuchtigkeit um:
   $90° - 11° = 79°$; $c_m = 0{,}44$ WE/kg.
   $R_5 = 3{,}53 \cdot 0{,}0045 \cdot 0{,}44\ (90 - 11) \cdot 0{,}488 = 0{,}27$ WE.
6. Leitungs- und Strahlungsverluste des Trockners:
   Nach J. S. Cammerer beträgt der Wärmeverlust für das zylindrische Rohr:

$$q = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_i} \quad \frac{1}{2\lambda_1} \cdot ln \frac{d_i}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_a}}$$

   Darin ist:
   t_1 = Temp. des Wärmeträgers: 190° Cels. (Dampf.)
   t_2 = Temp. der den Trockner umspülenden Luft: 20° Cels.
   α_1 = 10 000 (Kondensierender Dampf in Metallfläche).
   $d_i = d_a = d_i = 3$ m.
   λ_1 = 48 (schmiedbares Eisen).
   α_2 errechnet sich nach Prof. Franke wie folgt:

$$\alpha_2 = 1{,}7092 \cdot s + 1{,}549 \cdot b;$$

   s Strahlungskoeffizient 4,4 für betriebsmäßige eiserne Rohre;
   b = Berührungskoeffizient für bewegte Luft = 6;
   $\alpha_2 = 16{,}814$.

$$q = \frac{3{,}14 \cdot (190 - 20)}{\frac{1}{10\,000 \cdot 3} + \frac{1}{16{,}814 \cdot 3}} = \frac{534}{0{,}02}$$

$q = 26\,700$ WE pro lfdm und Stunde.

Länge des Apparates: 8 m.

Gesamter Wärmeverlust pro Stunde:

$$8 \cdot 26\,700 = 213\,600 \text{ WE.}$$

Verdampftes Wasser pro Stunde:

$$\frac{160\,000 \cdot 1{,}025}{24} = 6840 \text{ kg.}$$

Wärmeverlust $R_6 = \frac{213\,600}{6840} \cdot 0{,}488 = 15{,}3$ WE.

Gesamter Wärmebedarf pro kg Wasserverdampfung:

$$R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 = \frac{367{,}64}{0{,}488} = 753{,}4 \text{ WE.}$$

4. Gesamtwärmebedarf je kg Wasserverdampfung bei Dampftrocknung:

Dampfdruck vor dem Trockner . . . . . atü	2,7
Dampftemperatur vor dem Trockner . . ° Cels.	190
Wärmeinhalt des Dampfes . . . . . WE	679,7
Wärmeinhalt des Kondensates . . . . . WE	139,9
Im Trockner nutzbar gemacht . . . . . WE	539,8
η-Dampfheizung: $\frac{539{,}8 \cdot 100}{679{,}7}$ . . . . . %	79,4
Wärmebedarf je kg Wasserverdampfung im Trockner: $\frac{753{,}4}{0{,}794}$. WE	949
entsprechende Dampfmenge: $\frac{949}{679{,}7}$ . . . kg	1,4

Unter vorliegenden Verhältnissen wurde im praktischen Betriebe ein Dampfverbrauch von 1,404 kg pro kg Produktion festgestellt.

Für die in Frage stehende Anlage mit 3000 t Brikettleistung in 24 Stunden ergibt sich also ein Dampfverbrauch von $3000 \cdot 1{,}404 = 4212$ t pro 24 Stunden.

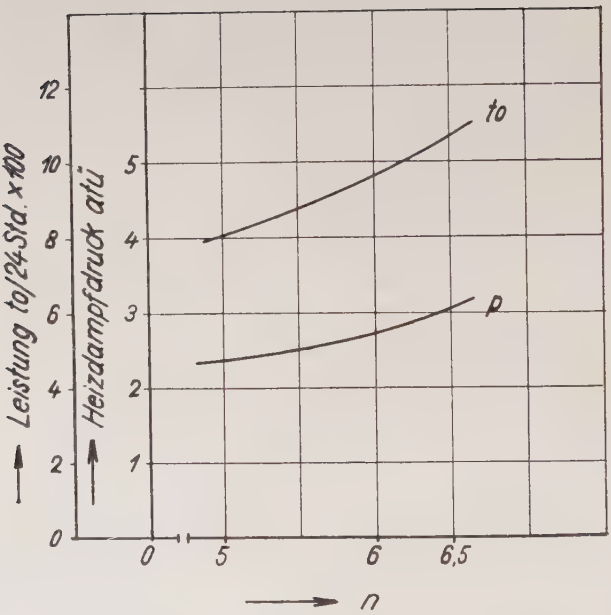
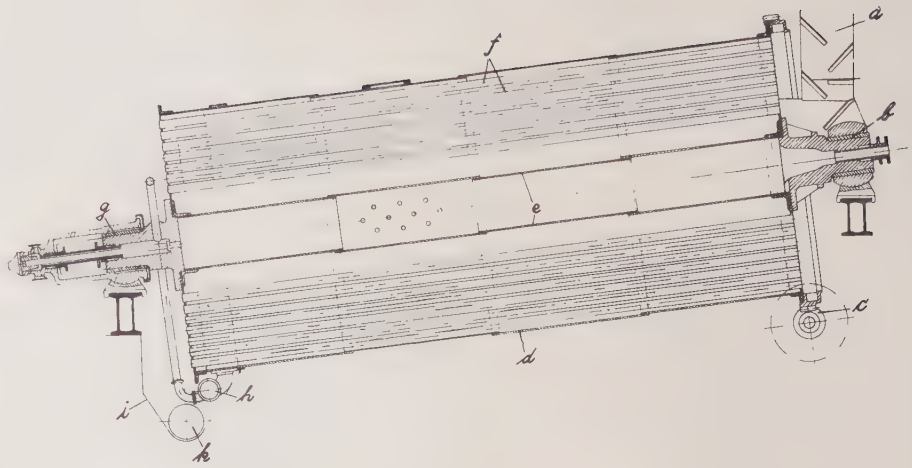


Abb. 8: Heizdampfdruck und Leistung eines 1250 m²-Röhrentrockners bei gleichem Endwassergehalt in Abhängigkeit von der Tourenzahl.

d) Es werden 20 Röhrentrockenapparate aufgestellt mit je 498 Röhren von 108 mm ä. ∅, 8 m Länge, je 1250 m^2 Heizfläche für eine Leistung von 150 t getrockneter Braunkohle einschließlich Staub mit 17—18% Restwassergehalt aus Rohkohle mit 58—59% Anfangswassergehalt bei einem Druck von 2,6 atü am Eintritt des Röhrentrockners.



Skizze 6: Röhrentrockenapparat. a) Füllkasten. b) vorderes Zapfenlager (Gleitlager). c) Antrieb. d) Mantel. e) Standrohr. f) Trockenrohre. g) Hinteres Zapfenlager (Gleitlager; bei modernen Apparaten Pendelrollenlager). h) Kondensatabführung. i) Ausfallkasten. k) Apparateschnecke.

Die Rohre des Trockners werden in Sechseckteilung angeordnet im Gegensatz zu alten Apparaten mit Anordnung der Rohre in konzentrischen Ringen (Vergrößerung der Heizfläche und Trocknerleistung). Die Zapfenlager liegen staubfrei und sind an der Ausfallseite als Pendelrollenlager, an der Einfallseite als Gleitlager ausgeführt mit Spurverlagerung in Kugellagern. Eine Berührung der Lager durch Kondensat oder Dampf muß unmöglich sein. Die Apparate müssen unter einer Schräglage von 8° und mit einer Tourenzahl zwischen 6 und 9 laufen, und erhalten seitlich liegenden Einzelantrieb über Ritzel und 6teiligen gußeisernen Zahnkranz und Getriebe durch Elektromotor. Will man wegen des höheren Anschaffungspreises keine Kommutator-Motore aufstellen, so müssen die Asynchronmotore eine F e i n-Regulierung erhalten, um die Tourenzahl der Trockner aufeinander abstimmen zu können und Schwankungen im Wassergehalt der Trockenkohle, wie sie die einzelnen Trockner verläßt, untereinander zu vermeiden.

Zahlentafel 4 zeigt die Kraftverbrauche verschiedener Trockner mit Einzelantrieb, Gruppenantrieb durch Elektromotor und Dampfmaschine über Vorgelegewelle, Schnecke und Schneckenradkranz, Pendelrollen- und Gleitlager und ihren Schmiermittelpreis.

Der Dampfverbrauch darf maximal 1,45 kg pro kg verdampften Wassers betragen.

Um Anfressungen der Trockenrohre, Belegen der Heizfläche mit einer dünnen Oelschicht und damit verbunden geringeres Wärmeleitvermögen zu vermeiden, muß der Heizdampf tadellos entölt werden. Der von der Turbine gelieferte Dampf ist ölfrei, der Abdampf der Pressen wird durch Entöler möglichst ölfrei gemacht. Beim Umbau eines Apparates, der jahrelang in Betrieb war, wurde der Rückstand, der sich an den Verbindungsstellen der Einfall-Stirnwand mit Standrohr und Mantel angesetzt hatte, quantitativ analysiert. Die Ergebnisse waren folgende:

P r o b e a:

48,40% Oel und Fett,
16,50% Graphit und Kohle,
34,43% mineralischer Rückstand, bestehend aus Asbest mit Beimischungen von Eisen-

Zahlentafel 4:

Apparat	Verlagerung Einfallseite	Verlagerung Ausfallseite	Antrieb	Heizfläche qm	Leistung t/24 Stden	Leistung pro qm Heizfl. und Stde.	Kraftverbrauch kW	Oelverbrauch kg/24 Stden.
1	Gleitlager	Pendelrollenlager	Einzelantrieb durch Elektromotor	1250	150	5	5,2	1,7
2	dto.	Gleitlager	dto.	1190	140	4,9	7,25	1,9
3	dto.	dto.	5 Apparate durch Elektromotor über Vorgelege	870	100	4,8	9,5	2,2
4	dto.	dto.	12 Apparate durch Dampfmaschine über Vorgelege	870	92	4,4	29	2,2

Der Mantel ist gebördelt, das Standrohr geschweißt mit Winkelringen aus Stahlguß. Nach stehende Skizzen zeigen die Entwicklung der Mäntel und Standrohre.

Zur Ausrüstung gehören ferner:

1 Zuführungstrichter und

1 Füllrumpf mit Schieber für Kohleneinstellung,

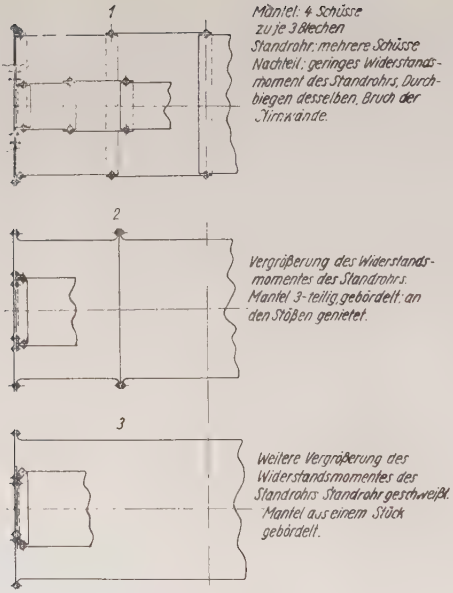
1 komplette Ausfallvorrichtung zur Verhütung des Freifallens der Kohle,

die Ausrüstung mit Wendeleisten neuester Konstruktion,

die gesamte Zuführungsvorrichtung, System Hickethier,

Staubwand und Staubschurren,

die Apparatefangvorrichtung, bestehend aus Flacheisenbändern 130×20 an der Ein- und Ausfallseite.



Skizze 7: Entwicklung der Mäntel und Standrohre eines Röhrentrockners.

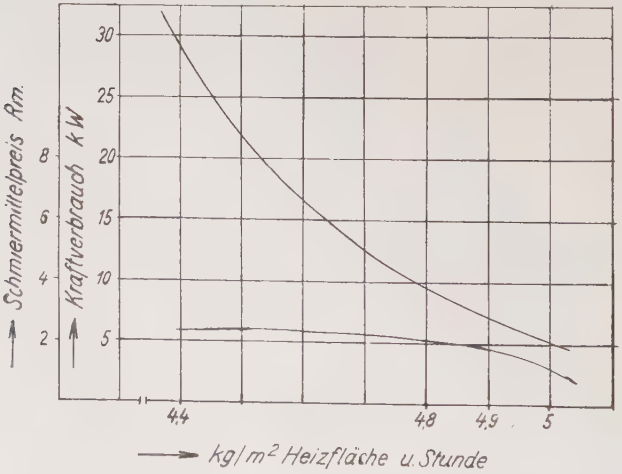


Abb. 9: Kraftverbrauch und Schmiermittelpreis verschiedener Trockner, bezogen auf ihre Leistung.

oxyd, Kupfer, Kalk, Magnesia. (Auf Grund des Aussehens Maschinen-Packung.)

Probe b:

18,68% Oel,
78,58% Kohle,
2,74% Eisenoxyd.

Probe c:

17,38% Oel,
80,16% Kohle,
2,46% Eisenoxyd.

Regelmäßig vorgenommene Untersuchungen des Kondensates aus den Trockenapparaten ergaben einen Oelgehalt von 0,1 0,2 mgr/l. Die Abdampfentöler arbeiten also gut und vermeiden die obengenannten Nachteile. Ferner ist gegen die Wiederverwendung des Kondensats zur Kesselspeisung ohne chemische Nachentölung nichts einzuwenden. (Höchstzulässiger Oelgehalt des Kondensats 0,5 mgr/l. S. S. 141.)

Um ein Leerlaufen der Trockner und damit Feuer in der Fabrik zu vermeiden, werden in den Füllvorrichtungen Kontakt-Sicherheitsklappen eingebaut. Solange der Apparat genügend Kohle bekommt, liegen sie im Böschungswinkel. Bleibt die Kohlenzufuhr aus, dann pendeln sie in die Vertikale und lösen ein Hupensignal aus, welches den Apparatewärter auf die vorhandene Gefahr aufmerksam macht. Auf weitere Sicherheitsvorrichtungen wird bei der Schlotentstaubung zurückgekommen werden.

c) Wie schon oben gesagt, setzt sich der Heizdampf aus dem Turbinenabdampf und dem Abdampf der Pressen zusammen. Um eine dauernde Kontrolle über Verbrauch, Druck und Temperatur zu haben, werden in beide Dampfleitungen Dampfmesser und kombinierte Druck- und Temperaturschreiber eingebaut. Die Messung der Dampfmengen erfolgt durch Venturi-Dampfmesser. Sie bieten:

1. Rein wirtschaftliche Vorteile.

Der konisch gestaltete Teil des Einlaufes leitet allmählich zur Düse über. Daher entspricht die Geschwindigkeitszunahme völlig dem Druckgefälle bis zum engsten Querschnitt; es findet nur eine Energie-Umwandlung statt. Mit-

tels des schlanken Auslaufrohres gelingt es, den erzeugten Druckunterschied bis auf 10—15% wieder in Druckenergie umzusetzen. Man kann nach der Meßstelle praktisch den gleichen Druck messen wie vorher.

2. Vorteile meßtechnischer Art.

Der Beiwert liegt praktisch bei 1; damit ist eine große Sicherheit in der Berechnung der Durchflußmenge und eine fortlaufende Registrierung und damit eine zusammenfassende Beurteilung des Betriebes gegeben.

Verbunden mit dem Venturi-Rohr ist ein Registrier-Apparat. Die Meßgenauigkeit beträgt ± 2%, der Druckverlust im Venturi-Rohr bei größter Durchgangsmenge nicht mehr als $^1/_{10}$ atm.

Das Kondensat aus den Trockenapparaten wird in einem Kondensat- und einem Freileitungsbehälter gesammelt und aus ihnen nach einem Sammelbehälter im Kesselhaus gedrückt, von wo es, gemischt mit dem Zusatzwasser aus der Reinigungsanlage, den Kesselspeisepumpen zufließt.

V.

Weg der Kohle vom Trockendienst bis zur Presse.

a) Die Trockenkohle wird abteilungsweise in der Apparateschnecke gesammelt und gelangt in ein Trommelsieb. Hier erfolgt die Absiebung der zum Pressen geeigneten Korngrößen, der Rest wird durch Späneschnecken in Hammermühlen geleitet, welche die restlose Zerkleinerung der gröberen Korngrößen gewährleisten. Die Tourenzahl der Mühlen beträgt je nach ihrer Größe 400 bis höchstens 750, jedoch ist auch hier wie im Naßdienst entsprechend der wechselnden Natur der Kohle Regulierbarkeit vorzusehen. Durch steigende Schnecken wird dann die Kohle dem Kühlhaus zugeführt, wird hier der Kühlung durch Luft mittels Oberflächenwirkung ausgesetzt und gelangt durch steigende Schnecken in die Pressenrumpfschnecken, welche die Verteilung in die einzelnen Pressenrümpfe bewirken.

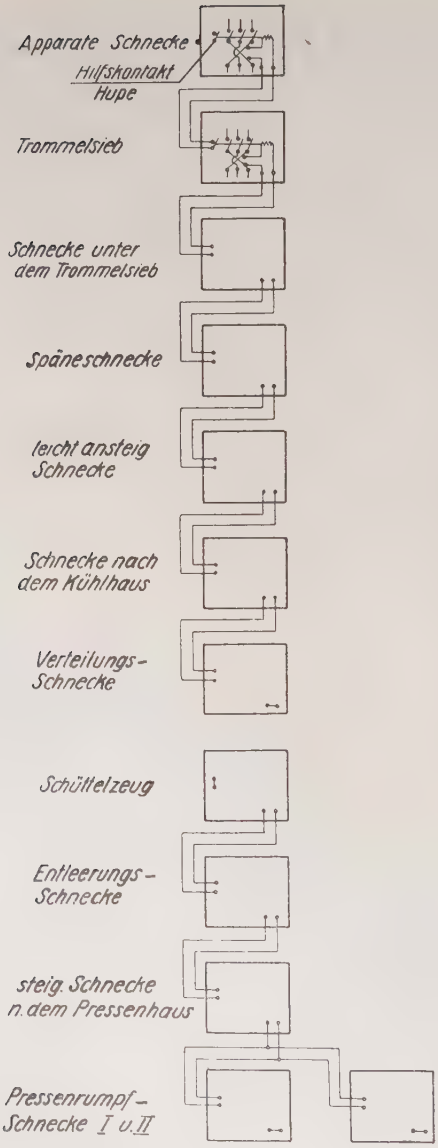
Während früher die Schneckentröge aus Eisenblech bestanden, werden sie bei vorliegender Anlage sämtlich aus Aluminium hergestellt. Die dadurch entstehenden größeren Kosten machen sich in ganz kurzer Zeit durch Vermeidung

umfangreicher Reparaturen bezahlt. Während Eisenblech durch Rostbildung infolge Schwitzwassers bei der Nachverdampfung in der Schnecke in ganz kurzer Zeit angefressen wird, überzieht sich das Aluminiumblech unter Einwirkung von Aluminiumsäuredämpfen mit einer Schutzschicht, welche Anfressungen und Zerstörungen des Schneckentroges unmöglich macht. In mir bekannten Werken sind Reparaturkosten an derartigen Schnecken auf ein Minimum zurückgegangen.

Sämtliche Schnecken erhalten Einzelantrieb durch Motor und Getriebe. Um Betriebsstörungen z. B. beim Auslösen einer Schnecke zu verhüten, sind sämtliche Schalter miteinander verkettet. Die Verkettung erfolgt durch Nullspannungsrelais auf nachfolgende Weise (siehe umstehende Skizze 8).

Jeder Schalter erhält ein Nullspannungsrelais, ein Ueberstromrelais und einen Hilfsschalter. Beim Einschalten z. B. des Trommelsiebes erhält das Nullspannungsrelais der Apparateschnecke durch den Hilfsschalter des Trommelsiebes Strom und hält seinen Schalter gegen eine Federkraft eingeschaltet. Ist das Tromelsieb überlastet, so wird sein Schalter durch sein Ueberstromrelais ausgelöst; er löst seinen Hilfsschalter aus, der dadurch das Nullspannungsrelais des Apparate schneckenschalters stromlos macht. Dieses kann seinen Schalter nicht mehr halten, er löst aus usw. Besonders bei Feuer in dem einen oder anderen Teil der Anlage ist vorliegende Verkettung von größtem Nutzen.

Im Vorhergehenden war gesagt worden, daß das Kühlhaus die Kühlung der Kohle durch Oberflächenwirkung bewirken soll. Sicher ist das sein Hauptzweck, doch hat es außerdem noch die Aufgabe, eine bestimmte Nachverdampfung des Wassers in der Trockenkohle hervorzurufen. Früher war nachgewiesen worden, daß vom Standpunkt der Wärmewirtschaft aus ein möglichst geringer Gegendruck anzustreben sei, um den Gewinn an elektrischer Energie möglichst zu steigern. Bei einmal vorhandenen Trocknern und gleichbleibender Leistung der Fabrik bedeutet das eine Erhöhung des Wassergehaltes der Trockenkohle beim Verlassen des Trockners. Dieser über dem optimalen Trocknungsgrad liegende Mehrwassergehalt muß auf dem Wege bis zur Presse verschwinden; da aber das Kühlhaus allein dazu nicht ausreicht, wird mit ihm eine pneumatische Hochdruck-Kühl-



Skizze 5:
Verriegelungsschema für die Schnecken einer Brikettfabrik.

und Innenentstaubungsanlage verbunden. Sie bewirkt eine starke Nachverdampfung und Abkühlung der Trockenkohle auf ihrem Wege über die Kühlanlage bis zur Presse und zwar aus folgendem Grunde:

Die Kühlwirkung ist eine Folge der Nachverdampfung infolge des Unterdruckes in der Anlage. Die Siedetemperatur des Wassers bei einem Unterdruck von ⅓ at liegt bei 68° Cels. Da nun die Kohle den Trockenapparat mit einer Temperatur von 85—90°, also mit einer über der Siedetemperatur des Wassers liegenden, verläßt, muß eine lebhafte Nachverdampfung eintreten, die wiederum eine erhebliche Abkühlung zur Folge hat. Der infolge der Nachverdampfung entstehende Brasen wird abgesaugt. Außerdem gelingt es, durch die Schaffung des Unterdruckes den Austritt des Staubes, der auf dem Wege der Trockenkohle entsteht, aus den Schnecken zu vermeiden und dadurch eine erhöhte Menge an wertvollem Staub wiederzugewinnen. Das Staubluftgemisch passiert zunächst einen Zentrifugalabscheider. Hier wird ein Teil der Staubmenge trocken abgeschieden und der Produktion wieder zugeführt. Das Restgemisch geht dann durch ein Hochdruckgebläse mit Wassereinspritzung und von hier in einen Naßturm, der eine Heißwasser-Berieselungsanlage besitzt. Hier wird nochmals ein Teil des Staubes naß niedergeschlagen, während der praktisch saubere Brasen ins Freie entweicht. Die von den Lieferfirmen gegebenen Garantien, 75% Trockenabscheidung und 21% Naßniederschlagung = 96% Gesamtreinigung des Brasens, werden meist nicht erreicht, doch sind die Vorteile einer solchen Anlage aus vorstehenden Gründen erheblich. Abbildungen 10 und 11 zeigen den Verlauf des Unterdruckes und die Wirkung der Kühlanlage auf Temperatur und Wassergehalt der Kohle. Der dabei angestellte Versuch zeitigte folgende Werte:

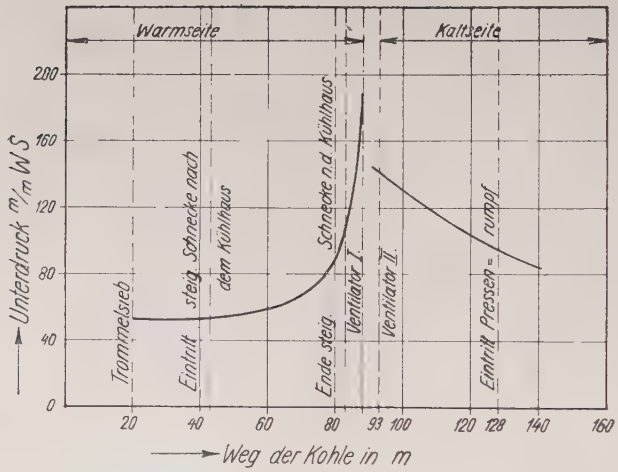


Abb. 10:
Verlauf des Unterdruckes in der pneumatischen Kühlanlage.

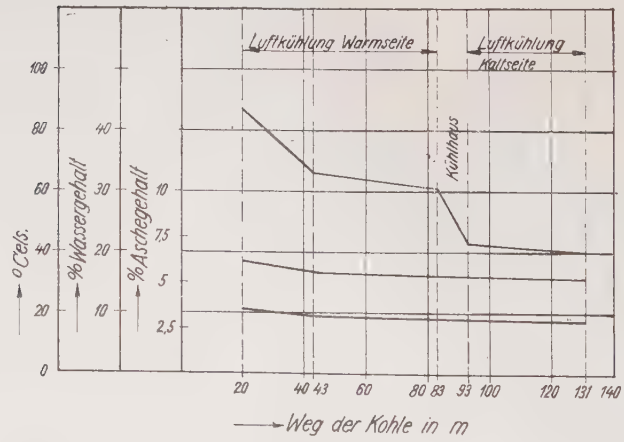


Abb. 11: Einfluß der pneumatischen Kühlanlage und des Kühlhauses auf Temperatur, Wasser- und Aschegehalt der Kohle.

Durchsatz durch die Anlage:	39,6	t/Stde
Belastung des Ventilator-Motors Warmseite:	85	Amp.
Kaltseite:	60	Amp.
Temperatur des Einspritzwassers in Ventilator:		
Warmseite:	51 °	Cels.
Kaltseite:	40 °	Cels.
Temperatur des Schlotenberieselungswassers:	80 °	Cels.
Trocken abgeschiedene Staubmenge		
Warmseite:	382	kg/Stde
Kaltseite:	282	kg/Stde
Trocken abgeschieden insgesamt:	664	kg/Stde
in % der durchgesetzten Menge:	1,7	%
Rückkühlung der Kohle W.-S.: 87—61,5 =	25,5 °	Cels.
K.-S.: 43—41 =	2,0 °	Cels.
Gesamte Rückkühlung der pn. Kühlanlage:	27,5 °	Cels.
Rückkühlung des Kühlhauses: 61,5—43 =	18,5 °	Cels.
Rückkühlung Kühlhaus + pneum. Kühlanlage:	46,0°	Cels.

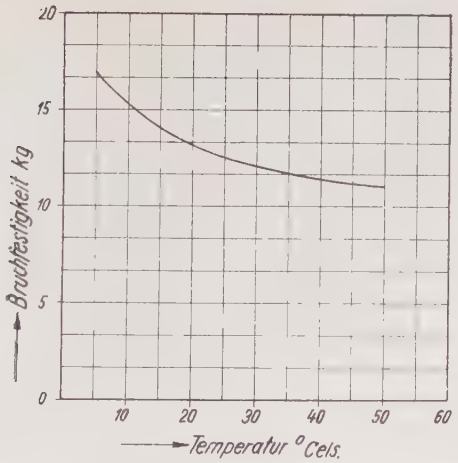


Abb. 12: Bruchfestigkeit der Briketts in Abhängigkeit von der Temperatur der Trockenkohle.

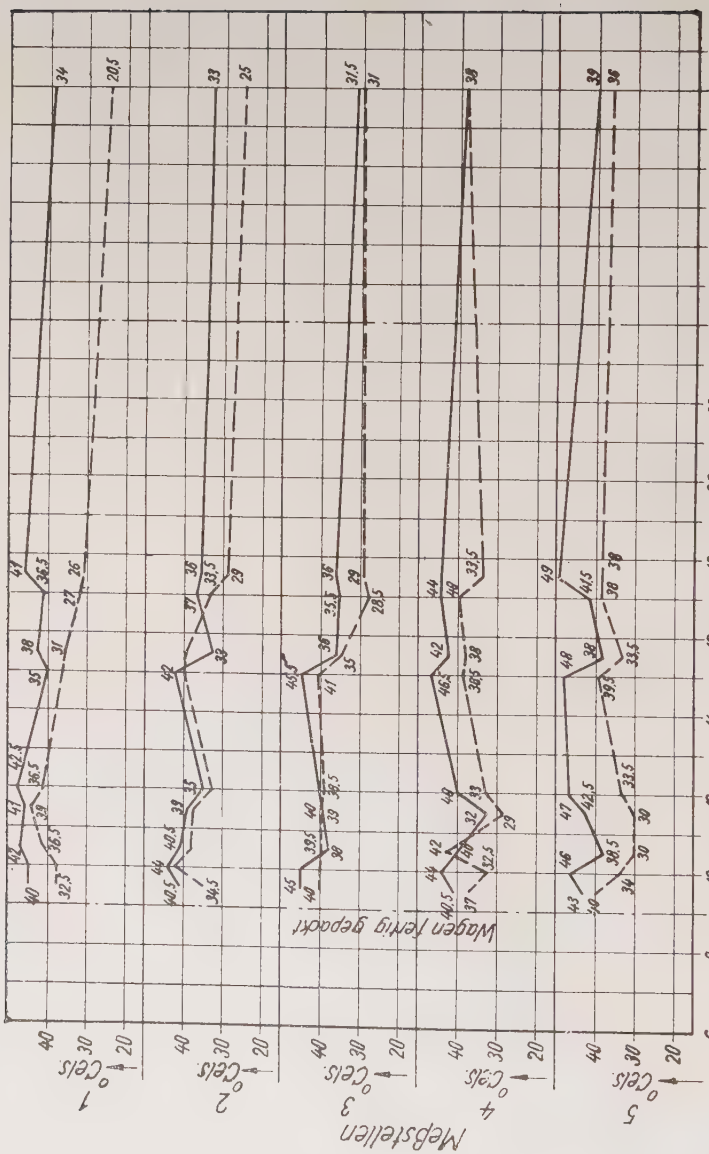


Abb. 13: Temperaturverlauf in gepackten Wagen.

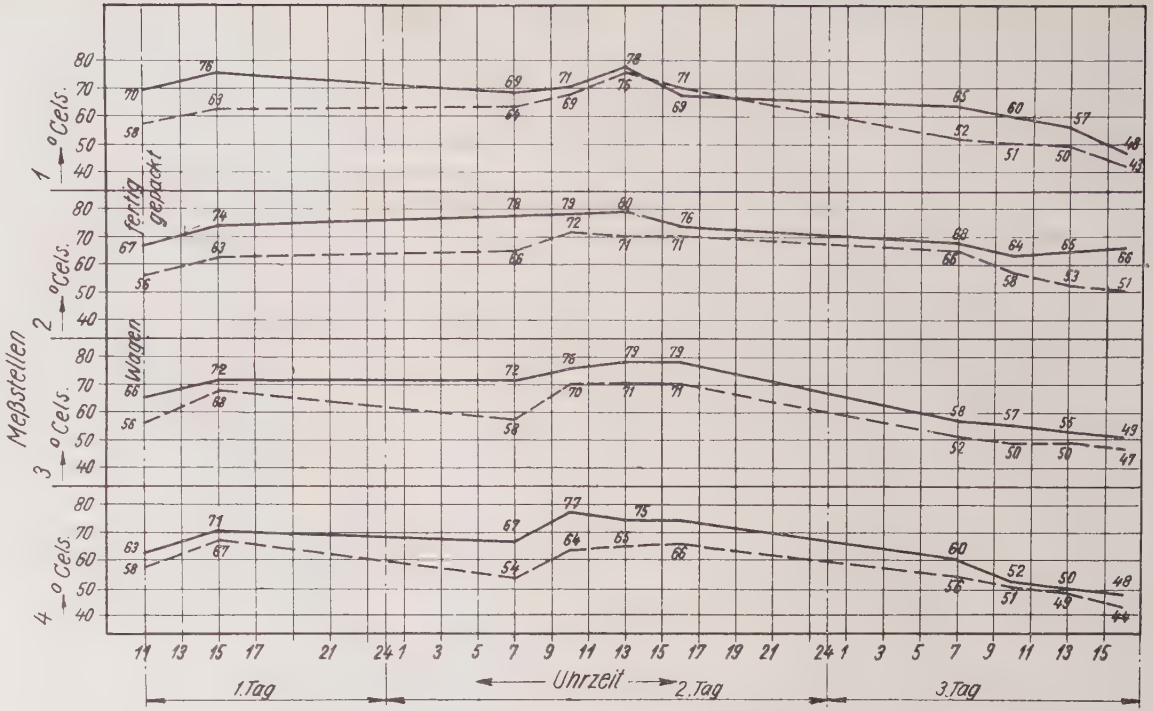


Abb. 14: Temperaturverlauf in gepackten Wagen.

b) Wie wichtig die Temperatur, mit welcher die Kohle zur Presse gelangt, für die Bruchfestigkeit der Briketts ist, zeigt Abb. 12. Sie beweist, daß mit abnehmender Temperatur eine Zunahme der Festigkeit stattfindet. Aber noch aus einem anderen Grunde ist eine gut arbeitende Kühlanlage für die Brikettherstellung von größter Wichtigkeit. Abb. 13 und 14 zeigen den Temperaturverlauf in den sogenannten Packwagen, in denen die Briketts in 15 Schichten — rd. 93 cm übereinander gestapelt werden. Im Falle der Abbildung 13 gelangte die Kohle mit 40° Cels. in die Presse; die Oberflächentemperatur der Briketts war beim Verlassen des Pressenmaules 96,5° Cels. Die entsprechenden Werte der Abb. 14 waren 51° und 84° Cels. Die Entfernung vom Pressenmaul bis zum Wagen betrug in Abb. 13 125 m, in Abb. 14 50 m. Die volle Kurve gilt für ungekühlte, die gestrichelte für mit Wasser gekühlte Briketts.

Die Temperatur nimmt zunächst infolge von Wärmeausstrahlungen, Nachverdampfung und mangelnder Wärmeabfuhr zu, um dann allmählich wieder zu fallen. Während die Temperaturen der Abb. 13 normal verlaufen, zeigt die Abb. 14 einen Höchstwert von 80° Cels.; damit ist im Sommer die Gefahr der Brandwagen gegeben. Wird der Wagen in Bewegung gesetzt, so entzündet sich die Ladung in einer Tiefe von etwa 45 cm und verursacht außer Löschkosten usw. unliebsame Reklamationen und Qualitätsbeschwerden. Hervorgerufen ist die hohe Temperatur außer durch die kurze Rinnenlänge hauptsächlich durch ungenügende Kühlung der Trockenkohle. Sogenannte Kühlbatterien und Kühlung des Brikettstranges durch Wasser neben langsamem Lauf der Pressen und geringerer Trocknung der Kohle sind nur Verlegenheitslösungen, um normale Temperaturen zu erreichen, wenn diese überhaupt möglich sind. Sie sind dann berechtigt und bieten Aussicht auf Erfolg, wenn die Entfernung von der Fabrik bis zur Verladung klein ist. Denn dann tritt, selbst bei genügender Kühlung der Trockenkohle, in den Waggons ein lebhaftes Brühen ein, und die Nachteile einer evtl. mangelhaften Aufbereitung im Naßdienst (zu große Unterschiede zwischen den einzelnen Korngrößen und ihrem Wassergehalt) wirken sich dahin aus, daß die Briketts, welche die Brikettrinne relativ gut verlassen, nach kurzer Zeit mürbe und unansehnlich sind. Eine künstliche Luftkühlung

des Brikettstranges und des Wageninhaltes wird hier Abhilfe schaffen.

c) Zum Bau des Kühlhauses ist noch folgendes zu bemerken: Das feinere Korn und der Staub schießt meist in der Mitte durch die Jalousien. Dadurch ergeben sich verschiedene Temperaturen und Spannungsdifferenzen in den Temperaturen des Korngemisches, welche für die Qualität des Briketts schädlich sind. Außerdem entstehen durch das Schießen Staubaufwirbelungen, die im Interesse der Umgebung der Fabrik zu vermeiden sind. Der Einbau einer mechanischen Entleerungsvorrichtung soll beide Uebelstände beseitigen und bewirken, daß die Kohle die Jalousien vollkommen gleichmäßig und praktisch staubfrei durchläuft. Die letztere Bedingung wird jedoch nur dann erfüllt, wenn die Trockenkohle nicht allzu viel Staub enthält, die Jalousiebleche eine entsprechende Form erhalten und die Kühlhäuser groß genug gebaut werden, damit die Kohle nicht zu schnell durch die Jalousien läuft.

Für die Herstellung guter Briketts ist eine Endtemperatur der Trockenkohle von 36—37° an der Kaffeemühle als richtig erkannt worden. Um dieselbe im Sommer zu erreichen, ist die Größe des Kühlhauses entsprechend zu bemessen. Im Winter wird dann, um die verlangte Endtemperatur nicht zu unterschreiten, eine entsprechende Anzahl von Batterien außer Betrieb gesetzt, oder die Innen-Entstaubung wird gedrosselt.

VI.

Bevor zum Preßvorgang übergegangen wird, muß noch ein wichtiges Kapitel behandelt werden, nämlich die

Niederschlagung und Wiedergewinnung des beim Trocknen entstehenden Staubes.

Die Verhütung des trocknen Flugstaubes ist unmöglich und in der Fabrikation begründet. Einmal bringt die Naßkohle in die Apparate einen gewissen Staubgehalt mit, der vom Naßdienst (Aufbereitung), der Jahreszeit, der Art des Abbaues usw. abhängt. Außerdem erfolgt während der Trocknung Neubildung von Staub durch Zerfall größerer Kohleteilchen. Die Staubteilchen werden vom Brasen mitgerissen und gelangen in den Schlot. Werden sie nun hier nicht nie-

dergeschlagen, so gelangen sie ins Freie, verschmutzen und belästigen die Umgebung und gehen der Produktion verloren. Um beides zu vermeiden, wird der den Schlot durchziehende Brasen entstaubt. Das idealste Entstaubungsprinzip ist dasjenige, welches einen Trockenabscheidungsgrad von möglichst 100% ergibt.

Man kann die Entstaubungsanlagen wie folgt einteilen:

a) nach dem trocknen Verfahren: Der Staub wird vom Brasen losgelöst;

b) nach dem nassen Verfahren: Durch Einspritzen von Dampf oder Wasser gegen den Brasenstrom wird ein Gemisch von Wasser und Staub (Schlamm) erzeugt;

c) nach dem kombinierten trocknen und nassen Verfahren: der größte Teil des Staubes wird trocken abgeschieden, der Rest wird, soweit dies möglich ist, naß niedergeschlagen;

d) die elektrische Staubabscheidung.

a, b, c, sind mechanische Entstaubungen. Bei dem Trokkenverfahren (Abscheidung des Staubes durch Richtungsänderung des Brasens in einem Kammersystem) zeigte es sich, daß nur gröbere Staubteile abgeschieden wurden, der feine Staub aber ins Freie entwich, sodaß noch eine Wasserbehandlung erforderlich wurde. Das Naßverfahren hat einen guten Wirkungsgrad, der niedergeschlagene Schlamm wird jedoch entweder mit den Abwässern fortgeleitet oder muß vor der Wiederverwendung filtriert werden. Nasse Anlagen werden deshalb seit Jahren nicht mehr ausgeführt. Somit bleiben von den mechanischen Entstaubungen nur die kombinierten Systeme übrig. Nach ihrer Wirkungsweise kann man unterscheiden:

1. System der Filtrierung.

Der Brasen durchzieht zunächst einen Eisenzylinder, an dessen Boden Filterschläuche aus Leinwand befestigt sind. Darauf gelangt er in den Abzugsschlot, wo er noch naß behandelt wird. Abgesehen von dem geringen Wirkungsgrad birgt dieses System große Feuersgefahr infolge Entzündung der Filtertücher in sich, und ist deshalb kaum mehr in Gebrauch (Beth-Filter-Anlage).

2. System der Reibung oder Fliehkraftwirkung.

Der Brasen wird einer Behandlung unterzogen, wie sie bei der pneumatischen Kühl- und Entstaubungsanlage geschildert ist. Hier wird zwar ein großer Teil des Staubes trocken zurückgewonnen, ein erheblicher Teil geht jedoch durch Niederschlagung verloren. Immerhin ist diese Art der Entstaubung einfach, betriebssicher und anspruchslos.

Für eine moderne Anlage kann deshalb nur die elektrische Schlotenentstaubung in Frage kommen. Die dabei garantierte Trockenabscheidung von 95—98% ist zwar auf den mir bekannten Anlagen nie erreicht worden; eine derartig hohe Garantie wird von den Lieferfirmen sicher nur in der Hoffnung abgegeben, daß der Abnehmer mit einer Trockenabscheidung von 80—85%, die von anderen Verfahren nie erreicht wird, zufrieden ist.

Nach dem heutigen Stande der Entstaubungstechnik ist die elektrische Entstaubung für Brikettfabriken jedenfalls die idealste.

Zahlentafel 5 gibt einen Vergleich der verschiedenen Entstaubungssysteme. (Zahlentafel 5 umstehend.)

Das Prinzip der elektrischen Schlotenentstaubung und ihre verschiedenen Systeme (Ganz-, Halbleitersysteme) sind so bekannt (Lit.-Verz. I/15, 30, 31, 33, 51, 53 und II/8), daß darüber nichts gesagt zu werden braucht. Eine genaue Berechnung der Größe und Intensität einer elektrischen Entstaubungsanlage aufzustellen, ist nicht Aufgabe dieser Arbeit und auch den Lieferfirmen bisher kaum möglich. Alle Gesichtspunkte, nach denen eine derartige Anlage erstellt wird, sind Ergebnisse jahrelangen Versuchens und Probierens. Den Betriebsmann interessiert außerdem, welche Gefahrenquellen und Störungsmöglichkeiten die elektrische Entstaubung in sich birgt, und wie er sie im Interesse eines ungestörten und gefahrlosen Betriebes vermeiden kann.

Die Gefahrenquellen können folgende sein:

1. Ueberspringen von Funken.

Der Höchstwert der Spannung, bei der Funkenüberschläge zwischen den Elektroden eintreten können, ist von der Gaszusammensetzung abhängig. Es kommt darauf an, daß in den Elektrofiltern der Taupunkt des Brasens nicht unter-

Zahlentafel 5:

Art der Entstaubung	Heizfläche des Apparates	Leistung des Apparates	Zugstärke	trocken abgeschieden	Nass abgeschieden	Gesamt	% des Durchsatzes		Bemerkungen
	m²	t/Stde.	mmWS	kg/Stde.	kg/Stde	kg Stde.	%		
Beth-Filter . . .	715	3,24	—	72	—	72	2,22		
Telex kombiniert	720	2,93	2,2	296,35	216*	512,35	tr.	nass	
							10,1	7,37*	* Meßfehler
„ „	720	2,62	2,2	329,45	81,8	411,25	12,55	3,13	
„ „	720	2,33	2,2	212,5	25,5	238	9,13	1,095	
Elektrofilter System Lurgi	715	3,24	1,45	354	—	354	10,9		
„ „	870	4,02	—	181	—	181	4,5		Elektrofilter nicht eingesch.
„ „	870	4,02	1,5	384	—	384	9,56		eingeschaltet
Elektrofilter Telex	1190	6,04	3,6	350	—	350	5,8		1. Apparat am Band.
„ „	1190	6,04	3,8	375	—	375	6,22		
„ „	1190	6,04	4,7	455	—	455	7,54		
„ „	1190	6,04	5,3	532	—	532	8,82		letzter Schlot am Band.
„ „	1250	6,6	4,5	450	—	450	6,62		1. Apparat am Band.
„ „	1250	6,6	4	575	—	575	8,72		Schlot am Bandende

schritten wird, also keine Kondensation seines Wasserdampfes eintritt. Anderenfalls entwickelt sich Nebel, der Brasen wird leitend und nimmt hohe Strommengen auf, welche sich bis zu Funkenbildungen, Ueberschlägen und Staubentzündungen steigern können. Jede Abkühlung des Brasens ist deshalb zu vermeiden und dafür zu sorgen, daß die Filter nur bei ungesättigtem Brasen unter Spannung bleiben. Beim Anfahren der Schlote ist die abgekühlte Schlotenkammer erst dann unter Strom zu setzen, wenn sie durch den eingeleiteten Brasen erwärmt ist. Eine Anfahrzeit von 2 Stunden nach längerem Stillstand ist zu lang; sie soll 1 Stunde nicht überschreiten.

Kondensationen werden weiter dadurch hervorgerufen, daß bei kaltem Wetter atmosphärische Luft in das Filter einfällt. Der Austrittsquerschnitt wird deshalb soweit verengt, daß der mit größerer Geschwindigkeit austretende Brasen das Eindringen der Außenluft verhindert. Um eine Abkühlung des Brasens durch die Wände zu verhindern, sind sie genügend stark zu halten. Die über das Dach der Fabrik ragenden Enden sind auf der Wetterseite mit einer besonderen Isolationsschicht zu verkleiden. Noch besser ist die Beschaffung eines besonderen Raumes zwischen Schloten- und Außenwand (Isolationskammer), in welchem auch die die Sprühelektroden tragenden Isolatoren angeordnet werden. Eine Einwirkung durch Kondensation oder den bei starkem Wind zurückgedrückten Brasen auf dieselben ist zu vermeiden, um ihre Isolationswirkung nicht zu beeinträchtigen und Ueberschläge auszuschließen. Die Isolatoren werden deshalb mindestens ½ m unter der Durchtrittsöffnung der Tragkonstruktion in den Schlot angeordnet. Eine Anordnung im Schlot selbst ist wegen vorgenannten Grundes nicht zu empfehlen.

Eine weitere Bedingung für die Betriebssicherheit ist eine gleichmäßige Brasenverteilung über den Filterquerschnitt. Ist sie ungleichmäßig, so ist zur Reinigung eine höhere Spannung und mehrfacher Strom notwendig. Die Betriebsspannung rückt näher an die Ueberschlagsspannung, und die Sicherheit gegen Ueberschläge wird geringer. Um die Ueberschlagsspannung festzustellen, wird vor Inbetriebnahme ein Sprühversuch bei reiner Luft angestellt. Die Betriebsspannung kann 20% unter der gefundenen Ueberschlagsspannung liegen.

Abb. 15: Sprühversuche an Elektrofiltern bei reiner Luft.

Abb. 15a zeigt Sprühversuche an drei nebeneinanderliegenden Elektrofiltern, Abb. 15b Sprühversuche an einem Elektrofilter vor und nach dem Umbau. Folgende bauliche Veränderungen wurden an dem Schlot vorgenommen:

1. Der Schlot besaß vor dem Umbau eine einseitige Brüdenzuführung in die Filterkammer. Es wurde eine zweite Zuführung eingebaut, um eine gleichmäßige Verteilung des Brüdens über den Filterquerschnitt zu erreichen.

2. Zu diesem Zweck wurde der vorhandene Reserveschlot abgemauert und dadurch außer Vorteil 1 der Abschluß des Schlotes von der kalten Außenwand der Fabrik geschaffen.

3. Es wurden Brüdenverteilungsklappen eingebaut, um entsprechend verschiedener Windstärke — und -Richtung den Brüdendurchgang durch die eine oder andere Zuführung regulieren zu können.

4. Die Hochspannungsisolatoren wurden 50 cm unter die Durchführungsöffnung der Tragkonstruktion in die Filterkammer gesetzt, um ihre Isolationswirkung zu erhöhen und Ueberschläge infolge kondensierenden Brasens zu vermeiden.

5. Sämtliche tote Winkel wurden abgemauert und der Schlot an der Austrittsöffnung zusammengezogen.

Abbildungen 16 und 17 zeigen den Staubauswurf des Filters vor und nach dem Umbau.

Abbildung 18 zeigt Sprühversuche bei verschiedenen Plattenabständen nach Anschluß des Schlotes an eine neue Gleichrichter-Anlage. Bei einem Plattenabstand von 260 mm ergab sich der günstigste Ueberschlagspunkt und Reinigungsgrad.

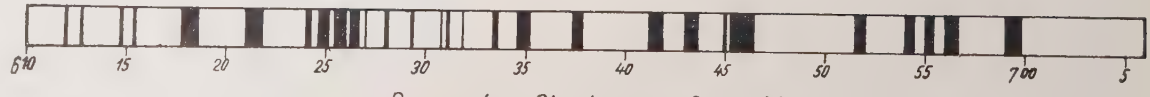
Um Sprühwirkungen zu vermeiden, sind Enden der Sprühdrähte und Schraubenköpfe sorgfältig zu beseitigen. Es werden Sicherungen oder Funkenstrecken eingebaut, die beim Ueberschreiten der höchsten Betriebsspannung den Strom ausschalten, ehe Funkenüberschlag stattfindet.

2. Selbstentzündung.

Bei normalem Betrieb sind Selbstentzündungen im Trockner und Schlot nicht zu befürchten. Oertliche Ablagerungen und Staubanhäufungen dagegen sind zu vermeiden, da sie bei Erwärmung auf mehr als 105° zur Selbstentzündung neigen.

Witterung: Nebel, schwacher Nordwind
Barometer: 760 m/m Hg
Aussentemp.: +13 °C
Unterdruck am App.: 5 m/m W.S.
Touren des App.: 7,2/Min.
Thermometer feucht: 77,5 °C

Thermometer trocken: 93 °C
Dampfdruck: 2,5 atü
Volt primär: 168
Amp.: 32
Volt sekundär: 30300
Milli-Amp.: 120

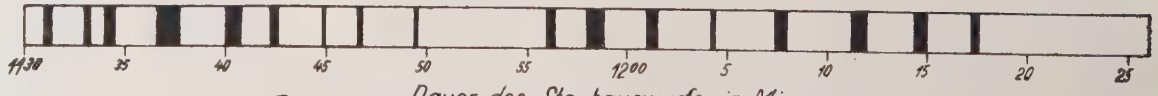


← Dauer des Staubauswurfs in Min. →

Witterung: Nordwind
Barometer: 760 m/m Hg
Außentemp. 21 °C
Unterdruck 4,8 m/m W.S

Touren des App: 7,2/Min.
Thermometer feucht: 78 °C
" " trocken: 96 °C
Dampfdruck: 2,6 atü

Volt primär: 168
Amp: 31
Volt sekundär 30300
Milli-Amp 31



← Dauer des Staubauswurfs in Min. →

Abb. 16: Staubauswurf eines Elektrofilters (vor dem Umbau).

Wetter: starker Westwind
Außentemp.: + 10 °C
Thermometer feucht: 79°
" " trocken: 97°
Unterdruck am App.: 6,3 m/m WS
Touren des App.: 6,2
Dampfdruck: 2,6 atü
Volt primär: 165
Amp.: 30
Volt sekundär: 30200
Milli-Amp.: 90

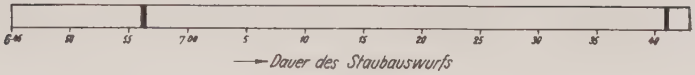


Abb. 17: Staubauswurf des Elektrofilters Abb. 16 nach dem Umbau.

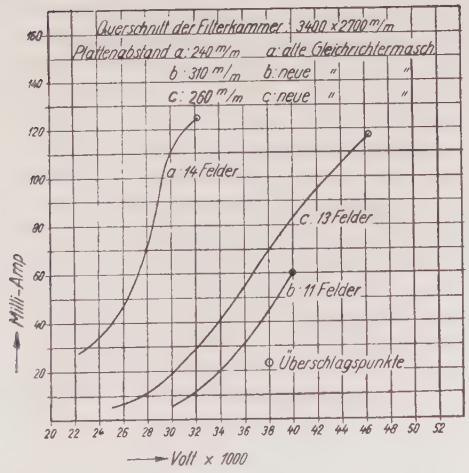


Abb. 18: Sprühversuch an einem Elektrofilter bei verschiedenen Plattenabständen.

Die Innenwände der Schlote werden deshalb glatt und sauber verfugt gemauert. Alle unnötigen Ecken, Kanten, Vorsprünge werden vermieden. Für sofortige und ungehinderte Abführung des Staubes ist Sorge zu tragen. Schlammablagerungen durch Kondensat, welche sich sehr leicht entzünden, sind zu vermeiden. Sehr gefährlich ist das Leerlaufen der Trockner. Dabei wird die Kohle übertrocknet und bis zur Selbstentzündung überhitzt. Durch den vermehrten Luftzug werden glimmende Kohleteilchen mitgerissen und rufen einen Brand in der Filterkammer hervor. Gleichzeitig ändert sich die Brasenzusammensetzung durch vermehrte Luftzufuhr und damit die elektrische Leitfähigkeit. Rechtzeitiges Anzeigen der mangelnden Kohlenzufuhr durch Kontaktsicherheitsklappen in den Füllvorrichtungen und Dampfmesser, welche bei sinkendem Dampfverbrauch der Trockner durch elektrische Kontakte akustische und optische Signale betätigen, zeigen das Leerlaufen an und stellen im Notfall die elektrische Entstaubung ab.

3. Explosionsgefahr.

Durch Staubaufwirbelungen in der Niederschlagskammer ist Explosionsgefahr gegeben. Um sie zu vermeiden, wird die Eintrittsöffnung trichterförmig erweitert. Aus demselben Grunde müssen auch tote Winkel usw., wie unter 2. angegeben, vermieden und dem Brasenstrom ein gleichmäßiger, ungehinderter Durchgang durch die Filterkammer ermöglicht werden, ohne den herabrieselnden Staub wieder hochzureißen und durcheinander zu wirbeln. Die unter 1. verlangte Verengung des Austrittsquerschnittes darf nicht soweit gehen, daß eine Verpuffung in den Schlot zurückschlagen, sondern ungehindert ins Freie gehen kann.

Grundbedingung für eine gute Wirkung des Elektrofilters ist eine gleichmäßige Verteilung des zu reinigenden Brasens auf den ganzen Filterquerschnitt, da die Reinigungswirkung von der Beeinflussungszeit des Brasens durch das elektrische Feld abhängig ist und bei zu großer Geschwindigkeit in einzelnen Teilen des Querschnittes der abgeschiedene Staub wieder hochgerissen wird. Geschwindigkeiten bis zu 2 m/sec. können jedoch zugelassen werden. Wiederholte Betriebsmessungen ergaben bei 4,5 mm W.S. Unterdruck am Apparateaustall, 1,0 m/sec. Brasengeschwindigkeit und bei 20 000

m^3/Stde Brasenmenge einen normalen Reinigungsgrad, wie er bei dem heutigen Stand des Elektrofilterbaues möglich ist. Ein Wirkungsgrad von 99%, wie er oft garantiert wird, wurde natürlich nicht erreicht und dürfte auch kaum jemals erreicht werden. Für den Betriebsmann ist jedenfalls ein gesteigerter Zug am Apparateausfall für eine Erhöhung der Produktion von großer Wichtigkeit (s. früher). Sache der filterbauenden Firmen ist es, eine diesem Erfordernis entsprechende Entstaubungsanlage zu erstellen.

Der durch die Entstaubung zurückgewonnene Staub wird dem Produktionsprozeß wieder zugeführt. Um jedoch die Möglichkeit zu besitzen, den Staub zu verkaufen oder im Kessel verfeuern zu können, wird die Aufstellung einer Staubtransportanlage nötig. Sie besteht aus einer Kohlenstaubpumpe, Abzweigschiebern, Windkessel und Luftdüsen und muß imstande sein, den gesamten anfallenden Staub nach einem Sammelbunker oder dem Kesselhaus zu fördern.

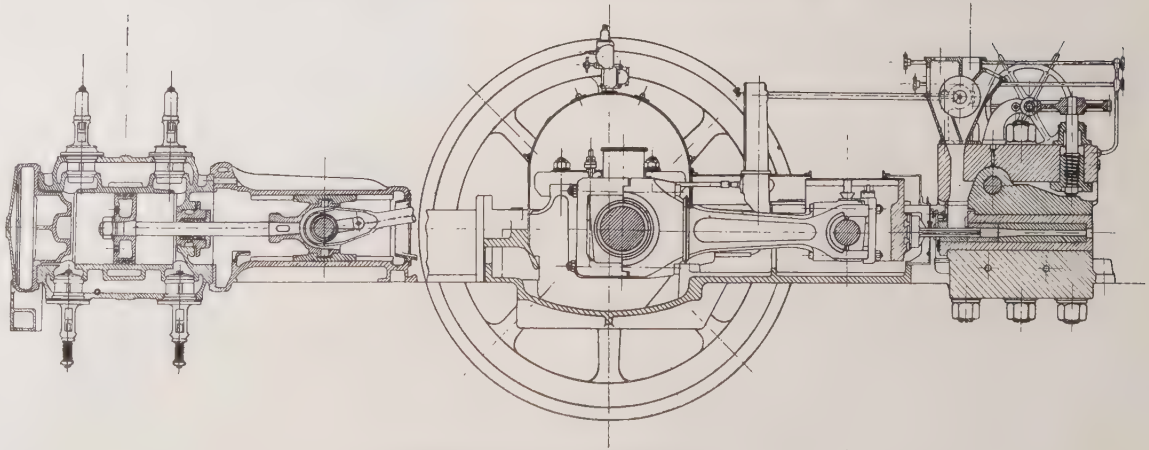
Auf Feuchtigkeit und Feinheitsgrad des Schlotenstaubes und Aufbau der Transportanlage wird bei der Staubzusatzfeuerung zurückgekommen werden.

VII.

Herstellung der Briketts.

a) Die Herstellung der Briketts erfolgt in Zwillingspressen mit einseitigem Dampfantrieb. Die Dampfseite ist so zu bemessen, daß bei einer Eintrittsspannung von 11 atü und einer Temperatur bis 300° Cels. und einem Gegendruck von 3,5 atü die zur Herstellung von 2×8" Mittelsemmel bis 50 mm Steinstärke und 200 mm Breite erforderliche Leistung bei normaler Füllung noch erreicht wird. Abb. 19 zeigt die erforderliche Leistung bei Herstellung der handelsüblichen Formate. Die Dampfzylinder erhalten zwangsläufige Ventilsteuerung, betätigt durch Achsenregler. Die Drehzahl muß während des Betriebes in den Grenzen zwischen 80 und 130 Umdr./Min. von Hand regulierbar sein. Die Schmierung des Kolbens und der Kolbenstangenpackung geschieht durch einen Boschöler, sämtliche übrigen Schmierstellen sowohl an der Maschine, als auch an der Presse werden durch einen zweiten Boschöler geschmiert. Von Hand aus zu bedienende Schmier-

7ª Zwillingspresse mit Dampfantrieb. (Rechtsmaschine)



Skizze 9: Zwillingspresse mit einseitigem Dampfantrieb.

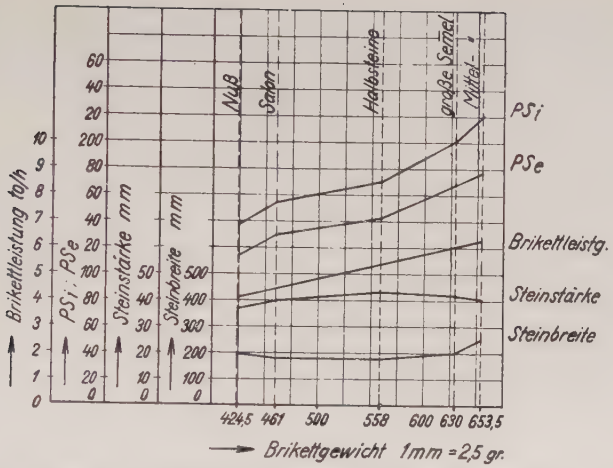


Abb. 19: Indizierte, effektive Leistung und Brikettleistung abhängig vom Brikettgewicht bei Herstellung verschiedener Formate mit vorgeschriebenen Stärken und Breiten bei n = 80.

stellen dürfen nicht vorhanden sein mit Ausnahme derjenigen für die Kohlenzuführung und Zungenverstellung. Die Boschöler führen jeder Schmierstelle das zur Schmierung notwendige Oel (rd. 126 cm³ pro Stunde) automatisch zu. Die Fördermenge ist für jede Schmierstelle einzeln regulierbar. Ein Tropfenanzeiger zeigt das regelmäßige Arbeiten für jede Schmierstelle an. Sämtliche aufzustellenden Pressen erhalten eine gemeinsame Zentral-Oelumlaufschmierung für Mittel-, Seitenlager und Schraubenradgehäuse (Kurbelwelle). Oelzuführung, Oelkühlung und Oelreinigung erfolgt durch eine Zentral-Oelreinigungs- und Kühlanlage. Zahlentafel 6 zeigt die Oelverbräuche von einfachen Pressen, Doppelpressen und Zwillingspressen.

Die Schmierstellen und Schmierarten sind dabei folgende:

1. Alte einfache Pressen:

Kurbelstangenlager: Staufferbüchse, kons. Fett,
Seitenlager: je eine Fettpresse, kons. Fett,
Mittellager: Tropföler, Pressenöl,
(Schmierung reicht nicht aus, deshalb Wasserkühlung),
Bärlager: Hand, Maschinenöl,

Traversen- und Bärgleitflächen: Hand, Maschinenöl,
Schieberkasten und Zylinder: durch eine Preßölpumpe wird Heißdampfzylinderöl in den Frischdampf gepreßt.

2. Doppelpressen:
Kolben- und Kolbenstangenpackung: Boschöler,
Sämtliche anderen Schmierstellen: Boschöler,
Mittel-, Seitenlager und Schraubenradgehäuse: Oelumlaufschmierung für jede einzelne Presse.

3. Zwillingspressen:
s. vorn.

Zahlentafel 6:

Schmiermittelverbräuche

in kg/Tag und Preisanteil in Pfg/10 to Briketts.

Pressenart	konsist. Fett	Heissdampf-Zylinderöl	Maschinenöl	Pressenlageröl	Brikettleistung t/Tag bei n = 80	Gesamtschmiermittelpreis RM/Tag	Preisanteil Pfg/t Briketts
alte, einfache .	8	0,6	2,2	6	58	5,72	10
Doppelpresse .	—	0,6	2,2	0,86	116	1,70	1,47
Zwillingspresse	—	0,6	2,2	0,33	116	1,53	1,32

Die Ersparnis an Pressenlageröl durch die Zentralölreinigungsanlage ist aus vorstehender Zahlentafel klar ersichtlich. Ein weiterer Vorteil ist die dauernd gleichmäßige Temperatur und Beschaffenheit, mit der das Oel den Pressen zuläuft. Bei Empfang frischen Oeles müssen 50% des alten zurückgegeben werden. Sie gehen in eine Oel-Regenerationsanlage und werden nach Aufbereitung dem Verbrauch wieder zugeführt.

Die Seiten- und Mittellager der Kurbelwelle werden ohne Nuten, nur mit Oelfangtaschen ausgeführt. Dadurch soll der Idealzustand, daß der Zapfen im Lager schwimmt, d. h. daß das Oel einen zusammenhängenden Film bildet, der Zapfen und Lager trennt, erreicht werden. Dabei darf die tragfähige Lagerfläche nicht durch Schmiernuten unterbrochen werden. Damit jedoch ein einwandfreier Gang gewährleistet ist, müssen die Lager besonders gut eingepaßt und eintuschiert werden.

b) Jede Presse wird an die aufzustellende Stempelstaub-Transportanlage angeschlossen. Sie arbeitet ähnlich wie die pneumatische Innenentstaubungsanlage. Der beim Rückgang des Stempels aus dem Preßkanal austretende Staub wird durch Saugdüsen abgesaugt und gelangt in die Absaugeleitung, welche hochgeführt ist und tangential in den Zentrifugalabscheider mündet. Hier wird durch Zentrifugalwirkung, Ablenkung und verringerte Luftströmung der Staub abgeschieden. Er wird den Pressen direkt wieder zugeführt. Der Luftstrom tritt aus dem Cyklon zentral aus und gelangt in den Hochdruck-Exhaustor. Er ist als Flügelradpumpe ausgebildet. In ihr wird die Luft mit zerstäubtem warmem Wasser durchwirbelt und so von den feinsten Staubteilchen gereinigt. Sie wird zusammen mit der Trübe unter Zusatz von geringen Dampfmengen in den Schlot geblasen und entweicht nach Abgabe des Wassers (Prellbleche und Abflußrohr) nach Passieren einer Berieselungsanlage (Holzroste) ins Freie. Damit im Falle einer Explosion die Anlage vor Zerstörung durch Ueberdruck geschützt ist, werden Explosionsklappen vor den Ventilatoren angebracht, die sich beim geringsten Ueberdruck öffnen. Bei einer ausgeführten Anlage, an welche 5 Pressen angeschlossen waren, ergab sich bei 240 Volt und $\cos \varphi = 0{,}8$ ein Kraftbedarf von 6,8 kW pro Presse Die Temperatur der Trübe betrug 30° Cels. Von den Lieferfirmen werden bei Stempelstaub-Transportanlagen eine Trockenabscheidung von 93-97% garantiert, doch gilt hierfür dasselbe, was von der elektrischen Schlotenentstaubung gesagt wurde. Durch entsprechende Ausbildung der Holzroste des Berieselungsturmes gelingt es dagegen, praktisch staubfreie Ausscheidung des Staubes beim Entweichen aus den Schloten zu erzielen.

c) Das Pressenmaul jeder Presse wird an eine Maul-Entnebelungsanlage angeschlossen. Der dem Pressenmaul entweichende Dampf wird zusammen mit etwa anfallendem Staub durch Düsen abgesaugt, gelangt in eine Sammelleitung aus Gußeisen und von hier durch einen Ventilator in den Maulentstaubungsschlot.

d) Energieverbrauch der Brikettierung.

Bevor auf die Berechnung desselben eingegangen wird, sollen die dafür grundlegenden Diagramme besprochen wer-

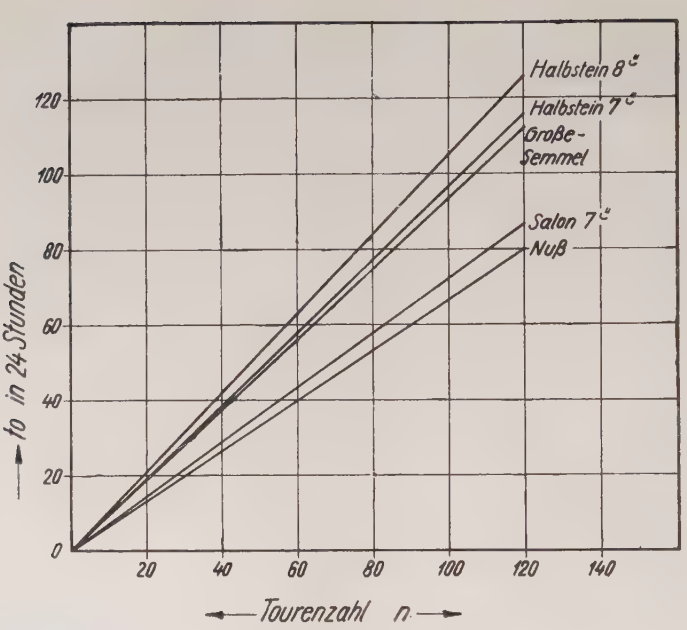


Abb. 20: Strangleistung in Abhängigkeit vom Brikettgewicht und der Tourenzahl.

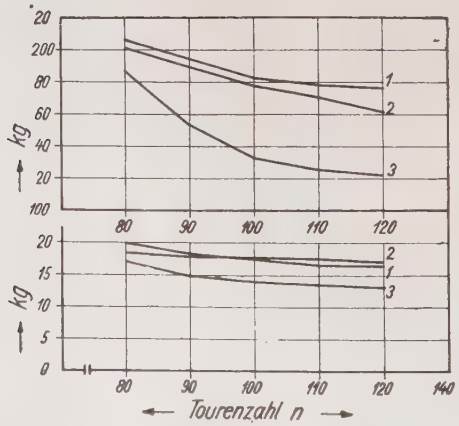


Abb. 21: Druck- und Biegefestigkeit der Briketts in Abhängigkeit von der Tourenzahl.

den. Abbildung 20 zeigt die Strangleistung einer einfachen Presse für die verschiedenen handelsüblichen Formate, Abbildung 21 Versuche über Druck- und Biegefestigkeit der Briketts. Es ergibt sich, daß die Briketts bei $n = 80$ minutlichen Umläufen der Presse ihre größte Festigkeit haben. Aus diesem Grunde wird den nachfolgenden Berechnungen $n = 80$ zu Grunde gelegt. Außerdem gewährt eine Umdrehungszahl von 80 eine gewisse Reserve insofern, als bei Reparatur einer Presse der Produktionsausfall durch Erhöhung der Drehzahl der übrigen Pressen ausgeglichen werden kann.

Abb. 22 zeigt indizierte Leistung, $\eta_{thermodynamisch}$ etc. einer Zwillingspresse abhängig von der Tourenzahl.

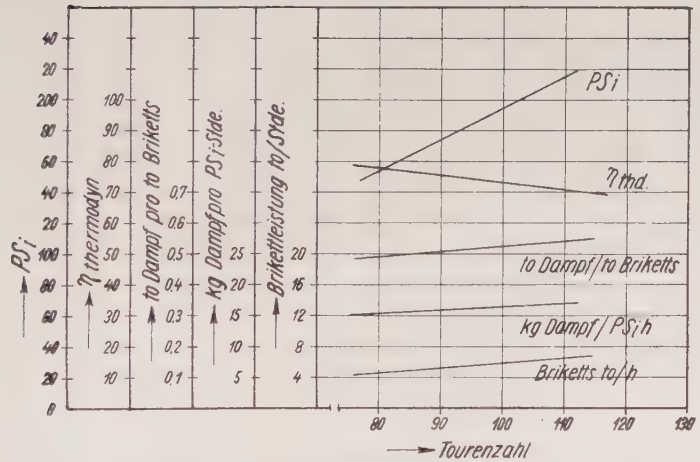


Abb. 22: Indizierte Leistung, $\eta_{thermodyn.}$, Dampfverbrauch pro t Briketts, Dampfverbrauch pro PS_i und Stde. und Strangleistung einer Zwillingsdampfpresse in Abhängigkeit von der Tourenzahl.

Folgende Versuchswerte liegen der Abbildung zu Grunde:

Zahlentafel 7:

n	PS_i	η_{mech} %	PS_e	$\eta_{thermodyn.}$ %	Wärmegefälle WE	Dampfverbrauch pro PS_ih	Briketteistung t/h bei 42mm Steinstärke	PS_ih pro t Briketts	t Dampf pro t Briketts	kWh pro t Briketts
80	155	84	130	73,5	58,5	14,7	4,8	31	0,465	
90	174,5	84	146,5	71,5	58,5	15,13	5,4	31	0,469	
100	194	84	163	68,5	58,5	15,8	6	31	0,490	22,8
110	213	84	179	66,5	58,5	16,27	6,6	31	0,504	

Abbildung 23 zeigt PS_i, $\eta_{thd.}$ usw. bei verschiedenen Stranglängen.

Die Versuchswerte sind folgende:

Zahlentafel 8:

n	PS_i	$\eta_{mech.}$ %	PS_e	$\eta_{thermodyn.}$ %	Wärmegefälle WE	Dampfverbrauch pro PS_ih	
70	23	—	—	—	—	—	Leerlauf
70	144	84	121	65,5	—	17,1	Preßvorgang
70	147	84,4	124	67	56,5	16,7	67 m Stranglänge
70	155	85,2	132	67,5	—	16,6	140 m Stranglänge

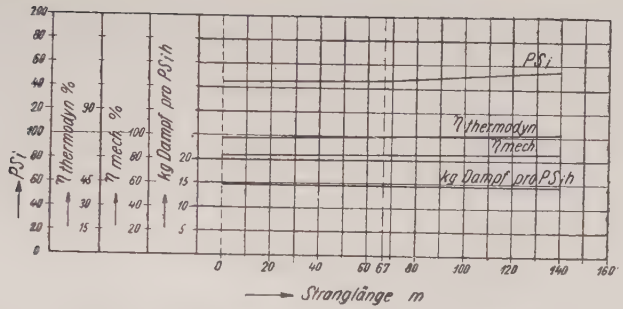


Abb. 23: Indizierte Leistung, $\eta_{thd.}$, Dampfverbrauch pro $PS_i h$ und $\eta_{mech.}$ einer Zwillingspresse bei verschiedenen Stranglängen.

Um die Abhängigkeit der indizierten Leistung von der Steinstärke beim Pressen zu erkennen, wurde Abbildung 24 auf Grund folgender Versuchswerte aufgestellt:

n	PS_i	η mech. %	PS_e	Steinstärke mm	Briketgewicht gr	Brikettleistung t|Stde.
90	170,5	84	143	36	428	4,625
90	175	84	147	40	475	5,13
90	192	84	161	44	523	5,65
90	197	84	165,5	48	570	6,15

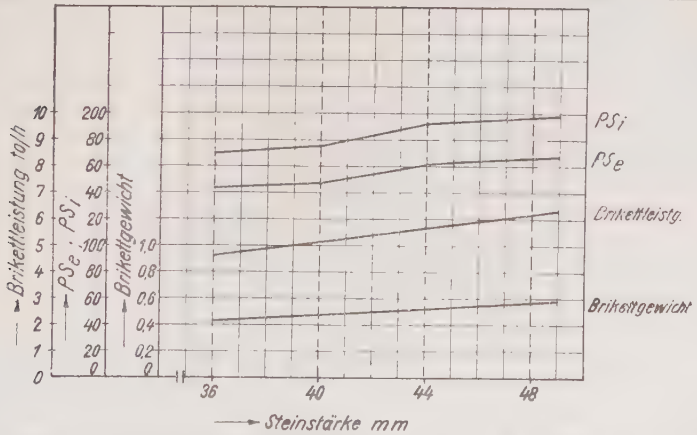


Abb. 24: Indizierte und effektive Leistung, Brikettleistung und Brikettgewicht in Abhängigkeit von der Steinstärke bei n = 90 Umdr./Min. (Salon-Format).

Die Brikettleistung einer Zwillingspresse ergibt sich bei:
G = Brikettgewicht (Salon) $\doteq 2 \cdot 0{,}535 = 1{,}07$ kg,
(Steinstärke 45 mm),
n = Umdr./Min. = 80,
einer täglichen Betriebsdauer von 22 Stunden, bedingt durch Formwechsel,
2% Zuschlag für Uebergewicht des Wagens 10 200 kg,
zu:

$$L_{Pr} = \frac{60 \cdot 22}{10\,200} \cdot 80 \cdot 1{,}07 = 11{,}1 \text{ Wagen/24 Stden.}$$

Für eine Leistung von 300 Wagen/24 Stden müßten demnach $\frac{(300}{11{,}1} = 27{,}25)$ 27 Pressen zur Aufstellung gelangen. Im Sommer kann jedoch mit Rücksicht auf die Außentemperatur, die geringe Luftfeuchtigkeit, die höhere Temperatur der Trokkenkohle und die Anschnittkohle, welche durch längeres Freiliegen verwittert ist, eine Tourenzahl von $n = 80$ nicht immer durchgehalten werden, wenn ein erstklassiges Brikett erzeugt werden soll. Aus diesem Grunde werden, um auch bei verringerter Tourenzahl die verlangte Leistung zu erfüllen, 28 Pressen aufgestellt. Dadurch wird außerdem die Erfüllung der vollen Brikettleistung auch während des längeren Stillstandes einer Presse bei Großreparatur gewährleistet.

Die indizierte Leistung N_i bei $n = 80$ und einer Steinstärke von 45 mm beträgt 166 PS_i, die effektive Leistung bei $\eta_{mech.} = 0{,}84$, gewonnen aus der Beziehung

$$N_e = N_i - N_{Leerlauf} = 139\ PS_e.$$

Erforderlicher Arbeitsbedarf 166 PS_ih.
Erforderlicher Arbeitsbedarf pro t Briketts:

$$\frac{2 \cdot 0{,}535 \cdot 80 \cdot 60}{166} = 31\ PS_ih = \frac{31}{1{,}356} = 22{,}8 \text{ kWh.}$$

Arbeitsbedarf für 300 Wagen Tagesleistung:

$$3000 \cdot 31 = 93000\ PS_ih,$$
$$3000 \cdot 22{,}8 = 68400 \text{ kWh.}$$

c) Die Gesamtdampfmenge, welche für eine PS_i-Stunde gebraucht wird, richtet sich nach der Höhe der Eintrittsspannung und des Gegendruckes, sowie nach der Größe der Füllung und des schädlichen Raumes. Sie ist verschieden bei der Verwendung gesättigten und überhitzten Dampfes.

Am besten arbeiten Dampfmaschinen, die mit hochgespanntem Eintrittsdampf unter möglichst vollkommener Expansion betrieben werden, vorausgesetzt, daß gleichzeitig zuweitgehende Abkühlung des Dampfes durch Ueberhitzung vermieden wird.

Den Abkühlungsverlusten, denen man besondere Aufmerksamkeit widmen muß, da sie als Kondenswasser oder Feuchtigkeitsgehalt des Abdampfes der nachfolgenden Trocknung verloren gehen, wirkt entgegen:

a) Anwendung überhitzten Dampfes. Im vorliegenden Falle beträgt die Frischdampftemperatur 270° Cels.
b) Möglichst kleine schädliche Räume. K.S. 6 %, D.S. 11% (Mittelwerte).
c) Genau arbeitende Steuerung. Die zwangsläufige Steuerung wird durch Achsenregler „Patent Proell" nach nachstehendem Protokoll (Zahlentafel 9) betätigt. Der Antrieb der Steuerwelle erfolgt mittels Schraubenrädern von der Kurbelwelle aus.

Die Expansion erfolgt vollkommen bis zum Gegendruck herab nach dem Gesetz: $p \cdot v^{1,1} = const.$ Bei einem mittleren indizierten Wirkungsgrad $\eta_{thd.} = 70\%$ einem mittleren Frischdampfdruck von 11 atü und 270° Cels. und einem mittleren Gegendruck von 2,7 atü ergibt sich ein Dampfverbrauch:

$$D_i = \frac{632}{58{,}5 \cdot 0{,}7} = 15{,}45 \text{ kg}/PS_i h.$$

Dampfverbrauch pro t Briketts:

$$31 \cdot 15{,}45 = 480 \text{ kg}.$$

Dampfverbrauch für 300 Wagen:

$$93000 \cdot 15{,}45 = 1\,436\,000 \text{ kg} = 1436 \text{ t},$$

bezogen auf 24-stündige Betriebszeit:

$$\frac{1436}{24} = 60 \text{ t/Stde.}$$

Um den Verbrauch von 60 t/Stde. dauernd konstant zu halten, sind einmal im Pressenhaus genügende Reserven zu schaffen, um eine formgelegte Presse sofort durch eine andere ersetzen zu können. Im vorliegenden Falle beträgt die Reserve bei 24-stündiger Betriebszeit:

$$\frac{\frac{(11{,}1 \cdot 24 - 11{,}1) \cdot 28}{22}}{11{,}1} = \text{rd. } 2{,}5 \text{ Pressen.}$$

Zahlentafel 9:

Füllung		Einlassventil						Auslassventil							
		Voreinströmung				Gesamthub		Voraustritt				Gesamthub		Kompression	
K.S.	D.S.	K.S.		D.S.		K.S.	D.S.	K.S.		D.S		K.S.	D.S.	K.S.	D.S.
%	%	%	mm	%	mm	mm	mm	%	mm	%	mm	mm	mm	%	%
62	63	0,5	2,5	0,5	2,5	15	15	6	9	6	9	18	18	8	8
60	60	0,7	3	0,7	3	14	14								
50	50	1	4	1	4	12	12								
40	40	1,5	4	1,5	4	9	9								
30	30	2,5	3	2,5	3	7	7								
20	20	2,5	2	2,5	2	4,5	4,5								
10	10	1,5	1	1,5	1	1	1								

Auf die Reserven im Kesselhaus wird später zurückgekommen. Die Frischdampfleitung wird durch Kondenswasserableiter, bestehend aus Kondenstopf, Rückschlagventil, Umführungsleitung und Freileitungsstutzen entwässert. Vor jeder Presse wird außerdem ein Wasserabscheider und Kondenstopf eingebaut. Das abgeschiedene Dampfwasser wird in einem drucklosen Kondensatbehälter gesammelt und von hier nach einem Sammelbehälter im Kesselhaus gedrückt, wo es sich mit dem Kondensat aus den Trockenapparaten mischt. In die Abdampfleitung der Pressen werden Abdampfentöler „Patent Scheibe" mit Selbstantrieb eingebaut; das abgeschiedene Oelwasser wird in Separationskästen gesammelt.

Auf Dichthalten der Entwässerungsorgane ist größte Sorgfalt zu verwenden, um Kondensatverluste möglichst zu vermeiden.

f) Kraftbedarf und Wärmeentwicklung beim Pressen.

Die preßfertige Trockenkohle von 16% Wassergehalt hat ein spez. Gewicht von $\gamma_1 = 0{,}629$, das gepreßte Brikett $\gamma_2 = 1{,}195$. Daraus folgert, daß die eingefüllte Kohle zur Bildung des Briketts auf ungefähr die Hälfte ihres Volumens zusammengepreßt werden muß. Erst beim Hubende des Stempels ist die Pressung des Briketts so, daß es als Widerlager für das nächste dienen kann. Die Pressung ist jedoch an dieser Stelle noch nicht fertig, sondern das Brikett muß noch den Buckel durchlaufen, wobei es eine weitere Zusammendrükkung erleidet. Abbildung 25 zeigt eine vorschriftsmäßig gelegte Form für Herstellung von Salon-Briketts, und Zahlentafel 10 gibt Beispiele für die Zusammendrückung.

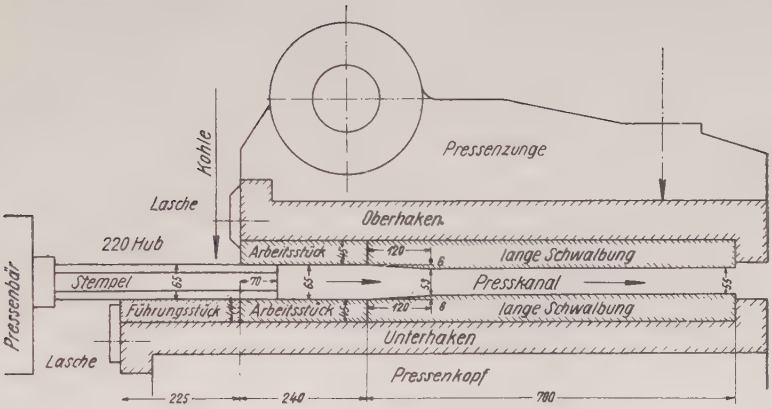


Abb. 25: Form für Salon-Format.

Zahlentafel 10:

Format	Stärke am Hubende m|m	Buckel m|m	im Buckel zusammengedr. auf m|m	Auslauf der langen Schwalbung m|m	Ausdehnung in der langen Schwalbung auf m|m
Salon . .	65	120 · 6	53	2 · 0,5 + 1 = 2	55
Nuß . .	54	120 · 5	44	2 · 1 + 1 = 3	47
3-teilige Semmel .	74	120 · 6	62	2 · 1 + 1 = 3	65
5-teilige Semmel .	56	120 · 4	48	2 · 2 + 1 = 5	53
Halbstein 7"	80	120 · 6	68	2 · 1 + 1 = 3	71

Der Buckel richtet sich nach der Beschaffenheit der Kohle. Eine gute, kernige Kohle erfordert einen geringeren Buckel, z. B. 80 · 3 oder 80 · 4; eine mulmige dagegen einen solchen von 120 · 6; 120 · 7. Bei schlechter Kohle und geringem Buckel ist die Herstellung eines festen Steines auch möglich, wenn der Auslauf der langen Schwalbung gering gehalten wird (0,5 mm). Die so gelegte Form ist jedoch nach kurzer Zeit unbrauchbar, der Stein wird blasig und verliert seine Glanzhaut.

Der Auslauf der langen Schwalbung richtet sich bei vorgeschriebener Festigkeit zusammen mit dem Buckel nach dem herzustellenden Format. Ist er zu groß, so wird der Stein

mürbe, ist er zu klein, so ist der Stein überdrückt; infolge des Zurücktreibens der Form durch die Kohle reißen die Befestigungslaschen der Schwalbungen ab. Die Folge ist Stillstand der Presse und Produktionsausfall. Für die verschiedenen Formate haben sich entsprechend der Kohlebeschaffenheit auf den einzelnen Werken ganz bestimmte Buckel- und Auslaufmaße herausgebildet. Im übrigen ist mit Rücksicht auf die Biegefestigkeit der Steine ein zähes, geschmeidiges Formzeug einem zu harten und spröden vorzuziehen.

Bei der Bildung in der Form erfährt das Brikett eine erhebliche Erwärmung durch den hohen Stempeldruck; ihre Höhe wird in Folgendem untersucht.

Es beträgt der indizierte Kraftbedarf einer Zwillingspresse, seine Energiemenge in mkg bezogen auf 1 Umdrehung und auf das Brikettgewicht bei $n = 80$:

Zahlentafel 11:

Format	Gewicht kg = G	$N_i = PS_i$	PS_i bezogen auf das Briskettgewicht = $G \; N_i$	mkg $\frac{G \cdot N_i \cdot 75 \cdot 3600}{60 \cdot n}$
Salon	0,460	155	71,5	4000
Nuß	0,435	138,5	60,5	3400
3-teil. Semmel	0,675	201	136	7650
5-teil. Semmel	0,670	220	147,5	8300
Halbstein 7" .	0,585	170	99,5	5600

Ein Teil dieser im Dampfzylinder erzeugten Energie dient auch zur Deckung der Reibung im Zylinder und Kurbelmechanismus.

Der mechanische Wirkungsgrad $\eta_{mech.}$ beträgt 84%, was einem Leerlaufverlust von 16% entspricht. Für die Brikettbildung bleiben übrig:

Salon . . . . . 3360 mkg;
Nuß . . . . . 2855 mkg;
3-teilige Semmel . . . . 6425 mkg;
5-teilige Semmel . . . . 6970 mkg;
Halbstein 7" . . . . . 4705 mkg.

Vorstehende mkg werden auf dem Weg „s" der Brikettbildung, der die doppelte Brikettstärke beträgt, an die Brikettmasse und Form abgegeben. Sie sind gleichzusetzen: $P \cdot s =$ mkg, worin P die mittlere Kraft ist, die auf diesem

Wege wirkt. Der mittlere spezifische Druck p ergibt sich durch Division der Schlagfläche in das entsprechende P der einzelnen Formate wie folgt:

Zahlentafel 12:

Format	indizierte mkg	effektive mkg	s m	P kg	Schlagfläche cm²	p kg/cm²
Salon . . .	4000	3360	0,09	37300	116	322
Nuß . . .	3400	2855	0,076	37600	134,5	280
3-teilige Semmel . .	7650	6425	0,090	71500	125,5	570
5-teilige Semmel . .	8300	6970	0,084	83000	132,5	626
Halbstein 7"	5600	4705	0,09	52250	136,3	383

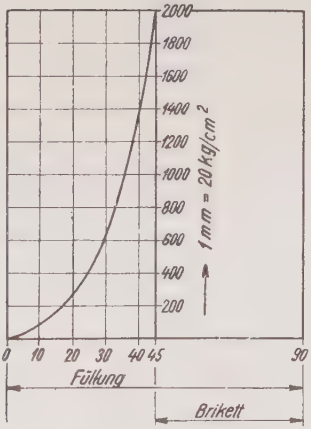


Abb. 26: Preßversuche mit Trockenkohle auf der hydraulischen Presse.

Die Kraft P wirkt nun nicht gleichmäßig auf dem ganzen Weg, sondern beschreibt eine Kurve, die nach auf einer hydraulischen Presse angestellten Versuchen (Abb. 26) den Verlauf einer angenäherten Parabel hat. Es ergibt sich also als größter spez. Druck, der dort auftritt, wo der Uebergang der Reibung von der Ruhe in Bewegung zu überwinden ist, für

Salon: $\frac{322 \cdot 45 \cdot 3}{45} =$ 966 kg/cm²;
Nuß . . . . . 840 kg/cm²;
3-teilige Semmel . . . 1710 kg/cm²;
5-teilige Semmel . . . 1878 kg/cm²;
Halbstein 7" . . . . 1149 kg/cm²;
im Mittel: 1310 kg/cm².

Die während der ganzen Umdrehung der Presse erzeugte Energie abzüglich des Leerlaufverlustes wird auf dem kurzen Weg der Bildung und des Weitertransportes des Briketts in Wärme umgesetzt. Die Erzeugung der Energie erfolgt während einer Umdrehung, oder reduziert auf dem Stempelweg von $2 \cdot 220 = 440$ mm. Die Abgabe auf dem Brikettbildungsweg *s*.

Zahlentafel 13 zeigt die auf den Kurbelweg der Druckstange reduzierten Wege *s*, die Zeit, in der die Energie an das Brikett abgegeben wird, die bei der Pressung entstehende Wärmemenge, die für den Transport der Briketts erforderliche Energie bei einer Stranglänge von 100 m und die dem Brikett zugeführte Wärmemenge.

Zahlentafel 13:

Format	s im Winkelmaß °	Abgabezeit der Energie sec.	entstehende Wärmemenge WE	für Transport erforderlich 4,2% = WE	dem Brikett zugeführt WE
Salon . . .	80	0,1666	7,87	0,33	7,54
Nuß . . .	71,5	0,149	5,26	0,22	5,04
3-teilige Semmel . .	76,5	0,1595	15,05	0,63	14,42
5-teilige Semmel . .	80	0,1666	16,32	0,69	15,63
Halbstein 7"	80	0,1666	11	0,46	10,54

Dabei ist die Abgabezeit:

$$t = \frac{60 \cdot 80}{80 \cdot 360} \text{ für Salon usw.,}$$

die entstehende Wärmemenge:

$$\frac{\text{effekt. mkg}}{427}$$

Zahlentafel 14 zeigt die Zunahme der Innentemperatur, sofern die ganze Masse an der Temperatur-Erhöhung

Zahlentafel 14:

Format	Gewicht	Erhöhung der Innentemp. °Cels.	Innentemp. des frischen Briketts °Ce s,	Stärke der Glanzhaut mm	Umfang des Formates mm	Gesamte der Reibung ausgesetzte Fläche dcm²	Aktives Brikettgewicht kg	Erwärmung desselben °Cels.	Temperatur am Buckel °Cels.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Salon	0,46	28,2	68,2	2	432	1,945	0,0465	278	318
Nuß	0,435	19,9	59,9	1,5	494	1,88	0,045	256	296
3-teilige Semmel .	0,675	36,7	76,7	2,5	610	2,745	0,082	302	342
5-teilige Semmel .	0,67	40	80	2,5	698	2,935	0,0877	304	344
Halbstein 7" . .	0,585	30,9	70,9	2	553	2,49	0,0596	304	344

Zu Spalte 3: $\frac{7{,}54}{0{,}583 \cdot 0{,}46}$ für Salon usw.

„ „ 7: Umfang · Brikett-Stärke.

„ „ 8: 1,195 · 1,945 · Glanzhautstärke.

„ „ 9: $\frac{7{,}54}{0{,}583 \cdot 0{,}0465}$ für Salon usw.

„ „ 10: Spalte 9 + 40 ° Cels. (Eintrittstemp. der Preßkohle).

teilnimmt. Den Berechnungen ist eine spez. Wärme von 0,583 nach Baudenbacher zu Grunde gelegt (Lit.-Verz. I/12). Die Innentemperatur des frisch gepreßten Briketts errechnet sich aus der Eintrittstemperatur der Preßkohle in den Pressenkopf = 40° Cels. plus Innentemperatur-Erhöhung. Infolge der außerordentlich kurzen Zeit der Brikettbildung wird jedoch nicht die ganze Brikettmasse an der Erwärmung teilnehmen, sondern besonders die Haut. Die Zahlentafel zeigt die verschiedenen Hautstärken, den Format-Umfang, das Brikettgewicht, das an der partiellen Erwärmung teilnimmt, seine Erwärmung in ° Cels. und die Temperatur an der Reibungsoberfläche am Buckel.

Spalte 10 ergibt die Richtigkeit der von Venator angestellten Versuche (Lit.-Verz. I/12), der feststellte, daß in die Oberfläche der Briketts eingelegte Bleistückchen nach Verlassen des Pressenkopfes geschmolzen waren, und demzufolge die Temperatur am Buckel mindestens 325° Cels. betragen muß. Die niedrige Temperatur am Buckel bei Nuß-Format erhärtet die jedem Brikettfachmann bekannte Tatsache, daß bei Herstellung dieses Formats die Preßkohle eine höhere Eintrittstemperatur haben muß. Bei sämtlichen Formaten wurde am Pressenmaul eine mittlere Temperatur der Randoberfläche von 96° gemessen.

Durch die im Preßkanal hervorgerufene Temperatur tritt eine Verkokung der Glanzhaut ein. Die überschüssige Wärme wird durch Kühlwasser, welches die Formhaken durchströmt, abgeführt. Ein mit 7" Salon angestellter Versuch ergab folgende Werte:

Kühlwasserverbrauch: 25 l/Min.

Kühlwasser-Temperatur-Erhöhung: von 12,5 auf 18° Cels.

Minutlich abgeführte Wärmemenge:

$$25 \cdot (18—12{,}5) = 137{,}5 \text{ WE.}$$

pro Umdrehung abgeführt bei $n = 80$:

$$\frac{137{,}5}{80} = 1{,}72 \text{ WE.}$$

Zugeführt werden pro Umdrehung: 7,54 WE.

Die Kühlwirkung ist also gering. Sie kann verbessert werden außer durch Kühlung der Formhaken durch Kühlung der Schwalbungen.

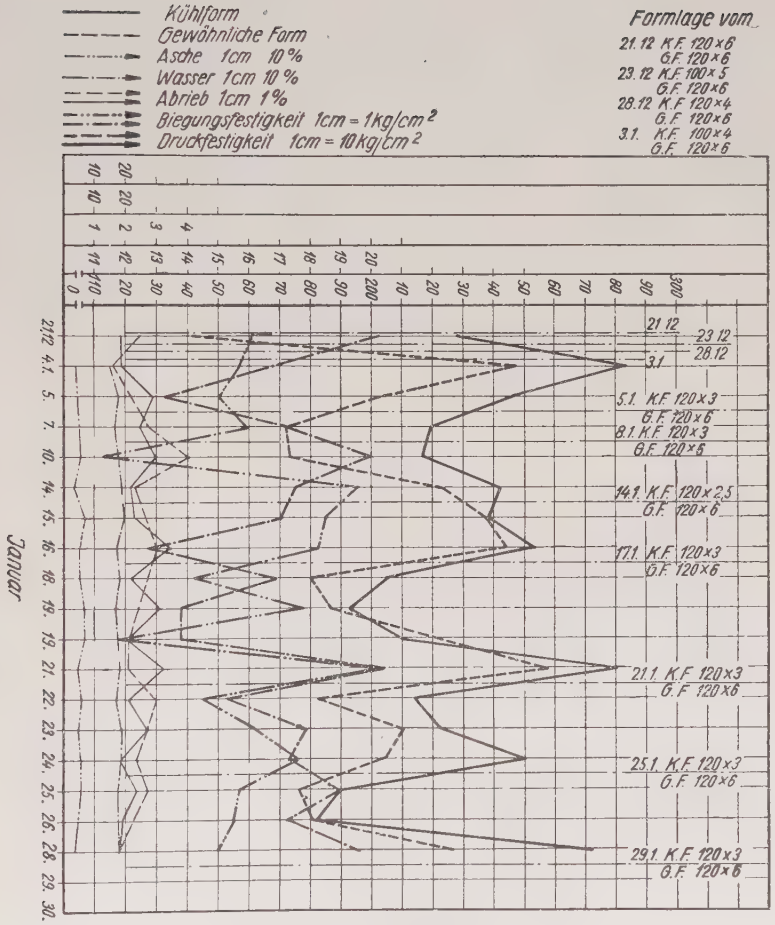


Abb. 27: Versuche mit gekühlten Schwalbungen.

Abb. 27 zeigt Versuche mit gekühlten Schwalbungen. Dabei gilt die ausgezogene Kurve für gekühlte, die gestrichelte für ungekühlte. Der Versuch am 21. 12. 29 wurde bei gleichem Buckel (120 · 6) angestellt. Der Kraftbedarf stieg dabei von 178 PS_i bei $n = 90$ und 43 mm Steinstärke für ungekühlte Schwalbungen auf 192 PS_i für gekühlte unter glei-

chen Versuchsdaten. Der Unterschied in der Druckfestigkeit war gewaltig (142 gegen 228 kg/cm²), die Steine der gekühlten Schwalbung waren jedoch vollkommen überdrückt, und ihre Glanzhaut blasig und abgesprungen. Im weiteren Verlauf wurden verschiedene Buckel ausprobiert, bis ein solcher von 120 · 3 bei einem Auslauf von 3 mm gesamt den Anforderungen eines guten Steines entsprach. Auch hier war die Festigkeit des Steines der gekühlten Form noch erheblich größer als im anderen Falle.

In mir bekannten Betrieben hat sich jedoch die Einführung von Kühlschwalbungen nicht bewährt resp. gelohnt. Ein Brikett mit einer vorgeschriebenen Druckfestigkeit von mindestens 150 kg/qcm, einer Mindest-Biegefestigkeit von 15 kg/qcm und einem Abrieb von höchstens 2% war mit dem gewöhnlichen Buckel und der vorhandenen Kühlung ohne weiteres zu erreichen, mithin entfiel an und für sich die Notwendigkeit der Kühlschwalbungen. Außerdem war ein verminderter Gewichtsverlust bei Verwendung derselben nicht festzustellen. Nach 867 Betriebsstunden ergab sich ein Gewichtsverlust beim Pressen von 1700 gr, beim Schleifen von 8500 gr. Dabei war die Schwalbung bis auf ihre Mindeststärke von 15 mm über den 20 mm hohen Kühlkanälen heruntergearbeitet. Eine zu gleicher Zeit eingebaute gewöhnliche Schwalbung konnte bei einem Schleifverlust von 1—1,5 mm in der Stärke, der für beide Schwalbungen trotz der verschiedenen Buckelhöhen gleich war, nachdem erst einmal der Bukkel angeschliffen war, 5 mal mehr eingebaut werden, ehe sie ihre Mindeststärke von 30 mm erreicht hatte. Außerdem ergibt sich für sie der Vorteil, daß bei genügender Härte des Materials eine Eisenplatte von 20 mm untergeschweißt und die Schwalbung noch 10—15 mal verwendet werden kann, ehe sie unbrauchbar wird.

g) Zusammenfassung.

Zum Schluß der Betrachtung über die Brikettfabrik sollen die wichtigsten Zahlenwerte noch einmal kurz zusammengefaßt werden:

Leistung der Fabrik	3000	t/24 Stdn.
Erforderliche Brikettierkohle	6300	„
Erforderliche Kesselkohle	1857	„
Gesamt-Rohkohlenbedarf	8157	„

Anzahl der Hammerbrecher im Naßdienst	5
Wasserverdampfung pro kg Briketts . .	1,025 kg
Dampfverbrauch pro kg Waserverdampfung	1,404 kg
Gesamttrockendampf-Bedarf (2,7 atü) . .	4212 t/24 Stdn.
Erforderlicher Arbeitsbedarf pro t Briketts	31 $PS_i h$
Erforderlicher Arbeitsbedarf pro t Briketts	22,8 kWh
Erforderlicher Gesamtarbeitsbedarf . . .	93000 $PS_i h$
Erforderlicher Gesamtarbeitsbedarf . . .	68400 kWh
Dampfverbrauch pro $PS_i h$ (12 atü) . . .	15,45 kg
Dampfverbruch pro t Briketts (12 atü) .	480 kg
Gesamt-Dampfverbrauch (12 atü)	1436 t/24 Stdn.

C.

Das Kesselhaus.

I. Feststellung des wirtschaftlichsten Dampfdruckes.

Einleitend war gesagt worden, daß in der Brikettfabrik das Höchste erreicht wird, wenn kein Auspuffdampf verloren geht und gleichzeitig mit dem je 10 t-Wagen Briketts erforderlichen Betriebsdampf das Maximum an Energie erzeugt wird. Ferner war daraus gefolgert worden, daß die Energie-Erzeugung bei gegebener Dampfmenge nur beeinflußbar ist durch Verringerung des Dampfverbrauches der Krafterzeuger, also neben anderen Faktoren von der Größe des verfügbaren Wärmegefälles, d. h. von höchstmöglichen Dampfdrücken und Dampftemperaturen abhängt. Die weitere Untersuchung hat sich also darauf zu erstrecken, bei welchem Druck vorstehende Forderungen vom Standpunkt des Wärme- und Volkswirtschaftlers am besten erfüllt sind.

Nachstehende Aufstellung gibt Aufschluß über die mögliche Energie-Gewinnung bei Drücken von 20 ata bis 224 ata. Den Berechnungen ist folgende Anlage zu Grunde gelegt:

Die gesamte von den Kesseln abgegebene Dampfmenge wird der Turbine zugeführt, welche aus Hoch- und Niederdruckteil besteht, und durchströmt ihren Hochdruckteil. Hinter diesem wird der Anzapfdampf (13 ata) für die Pressen und die Speisepumpen entnommen, während der Rest den Niederdruckteil durchströmt, und als Abdampf (4,5 ata) den Trocken-

apparaten zugeführt wird. Hinter dem Hochdruckteil wird die gesamte Dampfmenge, falls nötig, auf 280° Cels. überhitzt, damit in den Anzapfdampfleitungen keine zu großen Kondensatverluste auftreten, und der Heizdampf hinter dem Niederdruckteil noch mit der für die Trocknung verlangten Temperatur von 190° entnommen werden kann. Die Maschinenspannung ist der Einfachheit halber gleich der Kesselspannung. Als Eintrittstemperatur in die Turbine werden 450° Cels. gewählt, welche für den Baustoff nach den bisherigen Erfahrungen keine Nachteile gebracht hat. Die Dampftemperatur beim Verlassen des Kessels ist wieder der Einfachheit halber dieselbe.

Es ergeben sich folgende Werte:

Anfangsdruck ata	20	40	60	80	100	120	150
Anfangstemperatur °Cels.	450	450	450	450	450	450	450
Briketterzeugung . . . . . t/24 Std.				3000			
Dampfverbrauch pro t Briketts t				1,404			
erforderlicher Trockendampf . t				4212			
„ Pressendampf . t				1436			
1% Rohrleitungsverlust . . . t				14,5			
Dampfverbrauch der Turbine im Hochdruckteil für Pressen . . t				1450,5			
Von den Pressen gelieferte Trockendampfmenge (99%) . . t				1421,6			
Kesselhaus							
Trockendampfbedarf . . . . t				4212			
Rohrleitungsverlust bis zum Trockner = 6% . . . . . t				252,5			
Verlust im Kessel = 2% . . . t				84			
Speisewassermenge = Fördermenge der Pumpe . . . . . t				4548,5			
Abgegebene Dampfmenge . . t				4464,5			
Speisewassermenge pro Stunde = D . . . . . kg				189520			
Heizwert der Kesselkohle . WE/kg				1950			
Speisewassertemperatur t . . ° Cels.				125			

Anfangsdruck und Temperatur	ata ° Cels.	20 450	40 450	60 450	80 450	100 450	120 450	150 450
Dampftemperatur t_1	° Cels.	450						
Wärme-Inhalt i.	WE/kg	801	795,4	789	781,6	773,2	762,4	744,2
Im Kreislauf verfügbare Wärme (i—t)	WE/kg	676	670,4	664	656,6	648,2	637,4	619,2
Verfügbare Gesamtwärme WE · 10^6	WE	3018	2993	2964	2931	2894	2845	2764
η-Kesselanlage gesamt	%	80	80	80	80	80	80	80
Kohlenverbrauch pro kg Dampf = B	kg	0,433	0,430	0,426	0,421	0,416	0,409	0,397
Gesamt-Kohlenverbrauch	t/24 h	1970	1955	1936	1914	1890	1862	1805
Mittlere Verdampfungsziffer		2,310	2,327	2,349	2,376	2,407	2,447	2,519
Speisepumpe								
η-Speisepumpe		0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
$\eta_{thermodyn.}$ Speise-Turbine		0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Anfangsdruck	ata	13	13	13	13	13	13	13
Anfangstemperatur	° Cels.	280	280	280	280	280	280	280
Gegendruck	ata	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
Adiab. Wärmegefälle	WE	54,5	54,5	54,5	54,5	54,5	54,5	54,5
Fördermenge	t/24 Stden.	4548,5						
„	kg/sec.	52,65						
Förderhöhe	m WS	235	460	685	900	1120	1340	1650

Anfangsdruck und Temperatur	ata ° Cels.	20 450	40 450	60 450	80 450	100 450	120 450	150 450
Leistung der Pumpe	PS_e	254	497	740	972	1210	1450	1783
Dampfverbrauch	kg/PS_eh	23,2						
„	t/h	5,9	11,52	17,16	22,55	28,05	33,65	41,35
Gesamtdampfverbrauch . .	t/24 h	141 5	276,5	411,5	541	673	807	991,5
Rohrleitungsverlust Turbine-Pumpe = 1%	t	1,4	3	4	5	7	8,5	9,5
Dampfverbrauch des H.D.-Teils der Turbine f. Speisepumpe . .	t	142,9	279,5	415,5	546	680	815,5	1001
Von der Turbopumpe gelieferte Trockendampfmenge (99%) . .	t	140	274	407,5	535,5	666	800	981
für Wasserreinigung	t	36,4	36,4	36,4	36,4	36,4	36,4	36,4
für Trockenanlage	t	103,6	237,6	371,1	499,1	629,6	763.6	944,6
Dampfverteilung								
Gesamt-Trockendampf	t	4212	4212	4212	4212	4212	4212	4212
geliefert von Pressen	t	1421,6	1421,6	1421,6	1421,6	1421,6	1421,6	1421,6
geliefert von Turbopumpe . . .	t	103,6	237,6	371,1	499,1	629,6	763,6	944,6
zu liefern vom N.D.-Teil der Turbine (99%)	t	2687	2552,8	2419,3	2291,3	2160,8	2026,8	1845,8
Durchgangsmenge durch Niederdruckteil	t	2720	2580	2445	2315	2180	2045	1865

Anfangsdruck und Temperatur	ata / °Cels.	20 / 450	40 / 450	60 / 450	80 / 450	100 / 450	120 / 450	150 / 450
Turbine N.-D.-Teil								
Adiabatisches Wärmegefälle	WE/kg			54,5				
η-gesamt (incl. 95% η-Generator)	%			79,5				
Dampfverbrauch	kg/kWh			19,85				
erzeugte kWh/24 Stdn.		137280	130225	123425	116875	110000	103275	94205
Turbine H.-D.-Teil								
Adiab. Wärmegefälle . .	WE/kg	32	75,6	96,4	109,3	117	121,1	123,8
η-gesamt (incl. 95% η-Generator)	%	77,5	77	76	75	74	73	72
Dampfverbrauch	kg/kWh	34,65	14,8	11,75	10,5	9,94	9,73	9,65
Durchgangsmenge	t/24 h			4330				
erzeugte kWh	kWh/24 h	125000	292700	368510	412380	435615	445000	448820
Gesamte erzeugte kWh		262280	422925	491935	529250	545615	548275	543025
Zwischenüberhitzung hinter H.-D.-Teil-Turbine								
$\eta_{thermodyn.}$	%	81,5	81	80	79	77,8	76,7	75,6
Endtemp. bei 13 ata	%	395	314	271	240	216	195,5	190,6
nutzbares Wärmegefälle .	WE/kg	26,1	61,25	77	86,45	91	92,8	93,6
Wärme-Inhalt i_1	WE/kg	—	—	711,3	694,5	681,4	669	649,6
Wärme-Inhalt i_2 bei 13 ata und 280° Cels.	WE/kg	—	—	716	716	716	716	716

Anfangsdruck und Temperatur	ata ° Cels.	20 450	40 450	60 450	80 450	100 450	120 450	150 450
W = Wassergehalt (3,25%) . .	kg	—	—	—	—	—	—	0,0325
Verdampfungswärme r . .	WE/kg	—	—	—	—	—	—	475,3
Für Ueberhitzung aufzuwendende Wärmemenge	WE/kg	—	—	4.7	21,5	34 6	47	81,85
Gesamte für Ueberhitzung aufzuwendende Wärmemenge · 10^6 .	WE	—	—	20,3	92,9	149,5	203	353,6
Wärmebilanz								
Gesamte erzeugte kWh		262280	422925	491935	529255	545615	548275	543025
aufgewendete Wärme in der Kohle · 10^6	WE	3841,5	3812,25	3775,2	3732,3	3685,5	3631	3519,6
aufgewendet für Zwischenüberhitzung · 10^6	WE	—	—	20,3	92,9	149,5	203	353,6
Ges. aufgewend. Wärme · 10^6	WE	3841,5	3812,25	3795,5	3825,2	3835	3834	3873,2

Aus vorstehender Uebersicht, d. h. bei überhitztem Dampf und Drucksteigerung, ergibt sich folgendes:

1. Der Gesamt-Wärmeinhalt sinkt.

2. Der Brennstoffaufwand pro kg zu erzeugenden Dampfes wird geringer.

3. Die Leistung der Speisepumpe und dementsprechend ihr Gesamtdampfverbrauch wächst ganz erheblich. (Bei 150 ata das 7 fache des Dampfverbrauches bei 20 ata).

4. Der Dampfverbrauch des Krafterzeugers fällt.

5. Die mögliche kWh-Erzeugung steigt bis 120 ata, um dann wieder zu fallen.

6. Die aufzuwendende Wärmemenge fällt und erreicht bei 60 ata ihr Minimum, um dann infolge der notwendigen Zwischenüberhitzung wieder zu steigen.

Als Kernpunkt mag nochmals herausgeschält sein:
Bei gegebener Dampfmenge liegt das Maximum der möglichen kWh-Erzeugung bei 120 ata, das Minimum an aufzuwendender Wärmemenge bei 60 ata.

Die Wahl eines Druckes von 120 ata ist also nur dann berechtigt, wenn aus irgendwelchen Gründen die Dampf- und Anlagekosten keine sehr wichtige Rolle spielen. Vom Standpunkt des Wärme- und Volkswirtschaftlers aber kann für eine neu zu errichtende Anlage nur ein Druck von 60 ata in Frage kommen.

Um im vorliegenden Falle bei 60 ata die Zwischenüberhitzung zu vermeiden, wird eine Ueberhitzeraustrittstemperatur des Dampfes von 480° Cels. gewählt. Eine derartig hohe Temperatur ist heute noch selten; jedoch scheinen die in letzter Zeit veröffentlichten Betriebserfahrungen mit dem 120 at-Kraftwerk der Ilse Bergbau AG. die Betriebssicherheit der beiden aufgestellten Kessel für 120 atü und 475° erwiesen zu haben. („Die Wärme", Jahrg. 55, Nr. 35.)

II. Weitere Aufmerksamkeit erfordert

der Spannungsunterschied zwischen Kessel und Krafterzeuger.

Aus Rücksicht nur auf den Dampfverbrauch wurde bisher die Spannungsgrenze stets zu klein gehalten. Gleichbleibende Verhältnisse, besonders im Gegendruckbetrieb, gibt es jedoch nicht, außerdem ist der Betrieb immer Schwankungsverlusten unterworfen.

Maßgebend für die Wahl des Spannungsunterschiedes ist:

1. Die Trägheit der Feuerung.
2. Die Speicherfähigkeit der Kessel.
3. Die Schwankungen in der Dampfentnahme.
4. Die Zeitdauer für das Stillsetzen der Kessel.

Durch geringen Spielraum nötigt man den Heizer, nach dem Manometer zu heizen, selbstverständlich auf Kosten des Wirkungsgrades der Feuerung. Große Schwankungen in der Dampfentnahme müssen ganz allein mit der Feuerung herausgeholt werden. Dabei treten erhebliche Feuerungs- und Blasverluste auf. Beim Stillsetzen der Kessel ist der plötzlich verfügbare Wärmeüberschuß der Feuerungen nur in einer Spannungserhöhung wirtschaftlich unterzubringen, sonst ergeben sich Blas- und Abkühlungsverluste. Die Wärmeverluste bei Fortleitung des Dampfes wachsen mit abnehmendem Spannungsunterschied.

Um Betriebsverluste, die ein Vielfaches der Verluste durch zu niedrige Maschinenspannung ausmachen können, zu vermeiden, wird ein Spannungsunterschied von 20% gewählt. Die Kesselspannung (Konzessionsdruck) beträgt also 72 ata.

III.

Berechnung der Kesselanlage.

Es ergibt sich nun die Aufgabe, eine Kesselanlage für 190000 kg Dampf pro Stunde zu berechnen.

Dabei beträgt:

der Ueberdruck	71 atü
Dampftemperatur	480° Cels.
Speisewassertemperatur	125° Cels.

Die Elementar-Analyse der Feuerkohle ergibt:
C = 26,12%; H = 2,04%; O + N = 10,45%; N = 0,5%; S = 0,62%; W = 56,75%; Asche = 4,02%; Heizw. 2017 WE.

Berechnung:

Die Nachprüfung des unteren Heizwertes nach der Verbandsformel ergibt 2036 WE. stimmt also gut überein; gerechnet wird mit $H_u = 2000$ WE.

Die theoretische, trockne Gasmenge ist:
$G_1 = 8{,}98 \cdot C + 20{,}96 \left(H - \frac{O}{8}\right) + 3{,}33\ S + 0{,}797\ N$ (m^3 bei 0° und 760 mm.)

$$\underline{G_1 = 2{,}53\ m^3.}$$

Der theoretische CO_2-Gehalt beträgt:

$$k_{max} = \frac{1{,}865 \cdot C}{G_1} = 0{,}1925 = 19{,}25\%.$$

Luftüberschuß, über den später noch gesprochen wird, = 1,6.

$$\text{Wirklicher } CO_2\text{-Gehalt: } \frac{19{,}25}{1{,}6} = 12\%.$$

$$\text{Wirkliche Gasmenge: } G = \frac{1{,}865 \cdot C}{k} + \frac{9\,H + W}{0{,}804}\ m^3$$

$$\underline{G = 4{,}99\ m^3}$$

Spezifische Wärme der Gase:

im Feuerraum	0,36
im Mittel	0,35
in den Abgasen . . .	0,33.
Kesselhaustemperatur .	20°.

Temperaturwert der Verbrennungsgase:

$$t_w = \frac{H_u}{G \cdot C_p} + t_l$$

$$\underline{t_w = 1135^0}$$

Vorwärmerabgastemperatur: 225°

Heizflächenwirkungsgrad: $\eta_2 = 1 - \frac{225}{1135} = 0{,}802$

Angenommener Wirkungsgrad der Feuerung: $\eta_1 = 0{,}95$

Gesamtwirkungsgrad: $\eta = 0{,}95 \cdot 0{,}802 = 0{,}762$.

Gerechnet wird mit 76 %

Gesamtwärme i_2 des überhitzten Dampfes: 802,3 WE.

Kohlenverbrauch: $B = 84660$ kg/Stunde.

Verdampfungsziffer: 2,244.

Bei einer Verdampfungsleistung von 50 kg/m² Heizfläche und Stunde ergibt sich die erforderliche Kesselheizfläche zu 3800 qm.

Aufzustellen sind also: 4 Wasserrohrkessel zu je 950 qm Heizfläche mit 71 atü.

Um eine Sicherung gegen ungünstigere Betriebsverhältnisse zu haben und um den schlechteren Wärmedurchgang bei unreiner Heizfläche zu berücksichtigen, werden 1000 qm gewählt.

Erforderliche Rostfläche pro Kessel bei einer Beanspruchung von 420 kg/qm und Stunde: 50,5 qm.
Gewählt werden: 53 qm.

Die Ueberhitzerheizfläche ergibt sich bei einer

Gastemperatur vor dem Ueberhitzer .	:	$t_a = 820°$ Cels.
Gastemperatur hinter dem Ueberhitzer:		$t_e = 650°$ Cels.
Sattdampftemperatur	:	$t_1 = 286°$ Cels.
Heißdampftemperatur	:	$t_2 = 480°$ Cels.
Wärmedurchgangszahl	:	$k = 37$

zu 538 m².

Gewählt werden: 550 m^2.

Die Vorwärmerheizfläche wird bei

D = Wassermenge je Stunde = $950 \cdot 50$	=	47 500 kg
t_e = Gaseintrittstemperatur	=	335° Cels.
t_a = Gasaustrittstemperatur	=	235° Cels.
t_1 = Wassereintrittstemperatur . . .	=	120° Cels.
t_2 = Wasseraustrittstemperatur . . .	=	210° Cels.
k = Wärmedurchgangszahl	=	37.

$F_{V.W.}$ = 990 qm. Gewählt 1000 qm.

Ergebnis:

Es werden aufgestellt einschl. einer Reserve-Einheit:

5 Hochdruck-Sektional-Wasserrohrkessel 1000 qm,
5 Ueberhitzer,
5 mechanische Muldenrost-Vorschub-Feuerungen 53 qm,
5 gußeiserne Rippenrohr-Vorwärmer 1000 qm,
5 Staub-Zusatzfeuerungen, Leistung 1000 kg/h.

IV.

Die Feuerkohle.

Auf Einzelheiten in der Ausführung und Ausstattung jedes Kessels wird später zurückgekommen werden. Zur vorstehenden Berechnung ist folgendes zu sagen:

Die ihr zu Grunde liegende Analyse der Feuerkohle ist als sehr gut anzusprechen, entspricht aber meist nicht den Betriebsverhältnissen. Laufend genommene Analysen der Feuerkohle ergaben folgende Monats- und Jahresdurchschnittswerte:

Mittelwert %	Wasser	Asche	Brennbares	Heizwert
im Monat	54,16	6,0	39,84	1968
im Monat	56,47	8,2	35,33	1760
im Monat	59,53	3,23	37,24	1857
im Jahr	56,72	5,81	37,47	1862

Trotzdem wird bei Sektional-Wasserrohrkesseln bei reiner Kohlenfeuerung eine dauernd normale Dampfleistung von 50 kg/m² und im angestrengten Betriebe eine solche von 60 kg/qm erzielt. Eine Vergrößerung der Kesselheizfläche aus diesem Grunde ist also nicht nötig. Notwendig aber und deshalb vorgesehen wird sie wegen des hohen Sandgehaltes der Kesselkohle, für welche die oberste Kohlenschicht im Tagebau und Kohle vom Tiefbagger mit eingelagerten Sandnestern verwendet wird. Wiederholte Untersuchungen mulmiger Kesselkohle, welche den Zulaufschurren zwischen Bunker und Kessel entnommen wurde, ergaben einen Sandgehalt von 30—38%. Bei derartiger Kohle wächst natürlich die Flugaschen- und Flugkoksbildung, und die Gefahr des

Absetzens und Anschmelzens der Flugasche, welche unausgebrannte Bestandteile enthält und bei 1050—1100° schmilzt, an die unteren Rohrreihen ist gegeben. Dabei bildet sich eine Isolationsschicht, welchen erhöhten Kohlenverbrauch und verringerte Verdampfungsleistung hervorruft. Um diese Nachteile zu vermeiden, wurde die Kesselkohle früher vor Aufgabe in die Kesselbunker gesiebt und die mulmige, sandhaltige Kohle auf Halden verkippt. Dadurch entstanden natürlich große Verluste. Die Untersuchung einer solchen Halde ergab einen Kohlegehalt von 50%.

Ein weiterer Schritt war die Behandlung der Kesselkohle in der sogenannten Kohlenwäsche. Der Sand wurde hier ausgespült und die feine Kohle dem Brikettierbetrieb zugeführt. Der Betrieb der Wäsche war natürlich teuer; außerdem erhöhte sich der Trockendampfbedarf infolge des erhöhten Anfangswassergehaltes der Rohkohle. Man ließ deshalb beide Verfahren fallen und verfeuert heute die Kohle so, wie sie aus der Grube kommt. Der verringerten Verdampfungsleistung des Kessels muß dabei aber durch Heizflächenvergrößerung Rechnung getragen werden. Entsprechend den tatsächlichen Verhältnissen ergibt sich ein Heizflächen-Wirkungsgrad $\eta_2 = 79\%$ und bei einem Feuerungs-Wirkungsgrad von 95% ein Betriebs-Wirkungsgrad von 75%. Der Kohlenverbrauch der in Frage stehenden Anlage errechnet sich demzufolge zu $B = 92\,250$ kg/h
und die Verdampfungsziffer zu

$$x = 2{,}06.$$

V.

Wahl der Feuerung.

a) Für die Wahl der Feuerung ist folgendes maßgebend:

Früher vertrat man den Standpunkt, daß man für die billige Braunkohle keine teuren und hochwertigen Feuerungen brauche. Der Mehrpreis für eine hochwertige Feuerung ist jedoch nicht hoch und durch besseren Ausnutzungsgrad bald eingespart. Die Braunkohle mit ihrem hohem Wassergehalt verlangt in erster Linie eine Vorfeuerung. Sie eignet sich nur

für ausgesprochen selektive Verbrennung mit scharfer Trennung von Trocknung, Zündung und Verbrennung, und verlangt deshalb die Schaffung eines kräftigen Grundfeuers und eine Sonderfeuerung, die den Feuerungsvorgang in richtiger Weise leitet. Innenfeuerung und unterbrochene Beschickung sind dafür ungeeignet. Die einzigen Feuerungen, die sich in der Braunkohle eingeführt haben, sind Treppenrost und Muldenrost. Ausgesprochene Unterschiede in der Brennstoff-Ausnutzung sind bei geeigneter Kohle nicht vorhanden. Der Hauptnachteil des Treppenrostes gegenüber dem Muldenrost ist jedoch der, daß die Schürung, die selbsttätig durch das Eigengewicht der Kohle erfolgen soll, stets mangelhaft arbeitet. Jede Aenderung des Wasser- und Stückgehaltes des Brennstoffes bedingt eine Neueinstellung des Rostwinkels. Sobald dieser nicht stimmt, bleibt der Brennstoff hängen, oder er überschüttet. Im ersteren Falle entsteht zu großer Luftüberschuß und viel Schürarbeit. Im 2. Falle erfolgt das Herausschlagen der Flamme durch den Rost und damit verbunden die Verluste des Abziehens großer Mengen unverbrannter Schwelgase infolge Luftmangels nach der Ueberschüttung, sowie der Verlust unverbrannter Kohle bei starken Ueberschüttungen infolge Ziehens der Abschlackschieber, um den Rost von Kohle soweit zu entlasten, daß die Dampfleistung infolge Nichtdurchbrennens nicht zu weit sinkt.

Der Muldenrost ist frei von Ueberschüttungen. Dagegen erfolgt bei ihm die selektive Verbrennung auf wesentlich kleinerem Raume als beim Treppenrost, sodaß Gasverluste schwer vermeidbar sind. Da jedoch der Treppenrost ebenfalls unter Gasverlusten leidet, ist der Muldenrost-Feuerung ohne weiteres der Vorzug zu geben.

b) Eine weitere Verbesserung der Braunkohlenfeuerung war ihre Mechanisierung auf dem Wege über einfache Schürplatten im Brennrost und die halbmechanische Beschaffenheit des Rostes (eine einzige Reihe von Vorschubplatten zwischen Trocknungs- und Brennrost) zum vollständigen Vorschubrost.

Die Gründe für die Mechanisierung sind folgende:

1. Die Erstellung immer größerer Einheiten bedingte große Rostflächen mit gesteigerten Betriebs-Wirkungsgraden. Gleichmäßige und sicher beherrschte Rostbeschickung

und -bedeckung war bei der Flächenausdehnung der Roste von Hand nicht mehr möglich, zumal wegen der übergroßen Länge der Feuerungen erhebliche Bedienungsschwierigkeiten eintraten.

2. Aschenreiche Flözteile und für den Absatz untaugliche Abgänge können wirtschaftlich verwendet werden.
3. Ermöglichung der Verfeuerung von Braunkohlen verschiedener Herkunft und nachteilig beeinflußter Lagerung ohne allzugroße Rücksicht auf den durch Feuchtigkeit, chemische Zusammensetzung und besonders Stückigkeit bedingten verschiedenen Böschungswinkel und Rutschverschiedenheiten.
4. Durch mechanische Roste wird die Anheizzeit vor Arbeitsbeginn erheblich verkürzt; dadurch Ersparnis an Brennstoff und Arbeitslöhnen.
5. Trotzdem bei Braunkohlenwerken die Kesselanlagen Tag und Nacht bei ziemlich gleichbleibender Belastung arbeiten, werden durch die Mechanisierung doch einfachere und leichtere Bedienungsverhältnisse, gebesserter Ausbrand, angenehmere Beseitigung der Rückstände erreicht. Die Rostbedeckung kann theoretisch gleichmäßig dünn gehalten werden; daher ergibt sich ein höherer CO_2-Gehalt der Abgase bei gegen früher wesentlich geringerem Unterdruck in der Brennkammer.

Zusammengefaßt ergeben sich theoretisch folgende Vorteile des mechanischen Rostes:

1. Das Kesselhaus wird sauber.
2. Rauchbelästigungen fallen weg.
3. Ueberschüttungen werden vermieden.
4. Abgasverluste werden geringer.
5. Die körperliche Arbeit des Heizers wird vermindert.
6. Der Herdrückstand weist einen geringeren Prozentsatz an Verbrennlichem auf.
7. Die Dampfmehrleistung gestattet, weniger Kessel aufzustellen.

In der Praxis sieht es jedoch mit den angeführten Vorteilen meist ganz anders aus. Bei ungleichmäßiger Kohle ergeben sich manchmal sogar größere Uebelstände als bei festen Rosten. Wie schon früher gesagt wurde, ist die Feuer-

kohle ja weder gleichmäßig, noch besonders gut. Einmal kommen aus dem Naßdienst aus dem Ueberlauf der Siebe große Stücke, welche sich in den Vortrocknungsschächten festsetzen. Der Rost brennt darunter aus, der Kessel zieht Luft, bis der Brennstoff nachstürzt und den Rost überschüttet. Andererseits ist die Kesselkohle, wie schon früher bemerkt, teilweise sehr mulmig und sandhaltig. Die Kohle versetzt sich in den Zuführungstrichtern so, daß die mulmigen Bestandteile den vorderen Teil des Rostes bis zur Mitte bedecken, während die Knorpel auf den hinteren Teil zu liegen kommen. Dort brennen sie schnell weg, während am vorderen Teil die Kohle wie tot im Feuer liegt, schlecht zündet und den Rost verschlackt. Damit wächst die Schlack- und Schürarbeit des Heizers, die eigentlich durch den mechanischen Rost vermieden werden sollte und damit der Luftüberschuß und das Unverbrannte in der Asche. Verändern des Vorschubes nützt in diesem Falle nichts. Mit stark sandhaltiger Kohle wächst außerdem, wie schon früher gesagt, die Flugaschen- und Flugkoksbildung, Ansintern derselben an die unteren Rohrreihen und erhöhter Kohlenverbrauch. Immerhin bietet auch unter diesen ungünstigen Betriebsverhältnissen der Muldenrost infolge seiner räumlichen Anordnung viel größere Vorteile bezüglich der Schürarbeit und des Unverbrannten in der Asche als der Treppenrost, sodaß ihm, bevor nicht eine Ideal-Feuerung für Braunkohle vorhanden ist, der Vorzug zu geben ist.

Skizze 10:
Vorschub-Muldenrost-Feuerung mit Kohlenstaub-Zusatz-Feuerung.
(Am Schluß der Arbeit.)

Skizze 11: Vorschub-Muldenrost-Feuerung.
(Am Schluß der Arbeit.)

c) Zu jeder Muldenrost-Vorschub-Feuerung gehören die Nachverbrennungsroste, der feste und bewegliche Rostplattenbelag und die Antriebsvorrichtungen mit den Druckölmotoren. Zu gewährleisten ist bei einem Heizwert von 2000 WE/kg eine Dampfleistung von dauernd normal 50 kg/m² mit $\eta = 78\%$, Dampfleistung von dauernd angestrengt 60 kg/m² mit $\eta = 76\%$.

Bei Verfeuerung von Rohbraunkohle mit nur 1600—1700 WE/kg verringern sich die Wirkungsgrade um 3%.

Der über dem Rost befindliche Raum ist nur so groß, daß in ihm gerade soviel Wärme entbunden wird, wie zum Trocknen, Entgasen und Zünden erforderlich ist. Diesem Raum ist ein geräumiger Verbrennungsraum nachgeschaltet. Die Rostneigung beträgt 26°; ein Ueberschütten bei mulmiger Kohle ist dabei nicht zu vermeiden, jedoch war bei geringerem Neigungswinkel (22—24°) ein Transport derartiger Kohle schwer oder garnicht zu erreichen. Die Kohle sinkt, dem jeweiligen Verbrauch folgend, durch die senkrecht angeordneten Kohlenschächte auf den Rost, in dessen Mitte an der tiefsten Stelle die Hauptverbrennungszone liegt. In den Kohlenschächten wird eine Vortrocknung der Kohle durch Einstrahlung der Trocknungswärme aus dem Feuerraum erreicht. Der Vorteil ist außer der höheren Rostbelastung in der Steigerung der Feuerraum-Temperatur und der Verringerung des Abwärmeverlustes zu suchen. Die sich bildenden leichten Kohlenwasserstoffe müssen über die Feuerung hinwegstreichen und verbrennen somit vollständig. Durch Anordnung von Hängedecken kann der gesamte Rost und der Verbrennungsvorgang gut beobachtet werden. Die Aenderung der Vorschubgeschwindigkeit und ihre Regelbarkeit von Null bis zu einem Maximum erfolgt stufenlos durch Oelpumpenantrieb oder Elektromotor über ein stufenloses Getriebe. Die Verminderung der Flugkoksverluste soll durch höhere Feuerräume (langer Flammenweg und Nachverbrennen der noch unverbrannten Gase auf diesem Wege bis zur Heizfläche auch bei sehr kleinem Luftüberschuß) erreicht werden. Das Verhältnis Rostfläche/Heizfläche beträgt im vorliegendem Falle 1 : 19. Die Zugstärke soll unter Rost 1—2 mm, über Rost 10—12 mm und am Kesselende 40 mm betragen. Demzufolge ergibt sich ein Differenzzug am Kesselende von 28 mm WS (am Fuchseingang). Die Kohle soll mit einem CO_2-Gehalt von 12% bei praktisch vollkommener Verbrennung verfeuert werden. Unter praktisch vollkommener wird verstanden, daß nicht mehr als 2% Verbrennbares in den Rückständen und nur Spuren von brennbaren Gasen in den Rauchgasen vorhanden sind. Diese Bedingungen wurden bei ausgeführten Anlagen, in denen die Kohle entsprechend 12% CO_2 mit 1,6fachem Luftüberschuß ver-

brannt wurde, erfüllt. Ausdrücklich sei dazu bemerkt, daß es ebenso falsch ist, mit geringerem Kohlensäuregehalt zu arbeiten, als mit einem zu hohen. Im ersten Falle (zu großer Luftüberschuß) ist der Kohlenverlust um so größer, je niedriger der CO_2-Gehalt ist. Im 2. Falle (unvollkommene Verbrennung, zu geringer Luftüberschuß) tritt die Gefahr der Kohlenoxydbildung verbunden mit erheblichen Wärmeverlusten und Explosionsgefahren ein.

(Siehe Zahlentafel 15 umseitig.)

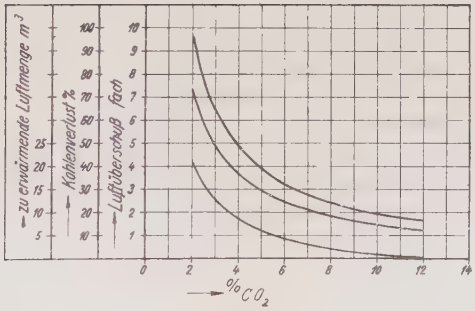


Abb. 29: Luftüberschuß, Kohlenverlust, unnötig zu erwärmende Luftmenge in Abhängigkeit vom CO_2-Gehalt der Abgase.

Zahlentafel 15 gibt die Kohlenverluste bei einzelnen % CO_2 an und Abb. 29 die graphische Auswertung:

Zahlentafel 15:

CO_2-Gehalt . . . . . %	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Theoret. Luftmenge . . cbm	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6
Luftüberschuß	9,625	6,42	4,81	3,85	3,21	2,75	2,41	2,14	1,925	1,75	1,6
Wirkliche Luftmenge bei 1,6-fachem praktisch genügendem Luftüberschuß	4,16										
m^3 überschüssige Luft, die von Feuereintrittstemperatur auf Abgastemperatur unnötig erwärmt werden muß	21,34	12,515	8,34	5,84	4,185	2,99	2,105	1,4	0,99	0,39	0
Kohlenverlust . . . . %	74	48,35	36,25	29	24,2	20,75	18,15	16,1	14,75	13,2	12

An ausgeführten Anlagen wurden folgende Meßergebnisse erhalten:

Zug unter Rost im Mittel 2 mm WS.
Zug über „ „ „ 12,8 mm „
Zug am Kesselende . . . 39 mm „
O_2-Gehalt der Abgase . . 9,5 % bei schlechter Kohle.
CO_2- „ „ „ . . 10 % „ „ „
O_2- „ „ „ . . 7,5 % Kohle gleichmäßiger Beschaffenheit.
CO_2- „ „ „ . . 12 % „ „ „

Feuerraum-Temperatur	1260°
Temperatur hinter der Feuerbrücke .	1210°
„ vor den Siederohren . .	1065°
„ vor dem Ueberhitzer . .	820°
„ vor dem Economiser . .	335°
„ hinter dem Economiser .	235°

Zusammensetzung der Flugasche:

Asche	96,68%
Brennbares	2,71%
Wasser	0,61%

Vorstehende Werte der Flugasche haben nur Gültigkeit für eine tadellose, holzfreie und stückige Kohle. Ist die Kohle mulmig und sandig, ergibt sich folgende Zusammensetzung:

30,59% Brennbares (größtenteils Holz)
69,09% Asche (größtenteils Sand)
0,32% Wasser.

Die Flugasche hat dabei einen Heizwert von 2589 WE.

Der Grund hierfür ist folgender: Um die mulmige Kohle auf dem Rost zu verteilen und zum schnelleren Durchbrennen zu bringen, ist Schürarbeit nötig. Dabei wird ein großer Teil der Kohle vom Zug mitgerissen, sodaß die schon erwähnte starke Flugkoksbildung eintritt, welche die unteren Siederohre verschmutzt und Ansinterungen hervorruft. Letztere lassen sich weder durch Rußbläser, noch durch hohe Brennräume hinter der Feuerbrücke ganz vermeiden.

d) Verbunden mit der Muldenrost-Feuerung wird eine Staubzusatzfeuerung ausgeführt, bestehend aus:

Staubbunker,
Staubaufgabeschnecken,
Mischdüsen,
Absperr-Rundschieber,
Primär-Luft-Ventilator mit Blechleitung zwischen Ventilator und Mischdüsen,
Vielfachdüsenbrenner mit Sekundärluft-Regulierung, welche viereckig ausgeführt werden,
Rohrleitungen für das Staubluftgemisch zwischen Misch- und Brenndüsen, in welche nochmals Luft eingeblasen wird, um Rohrverstopfungen infolge Schwitzwassers zu vermeiden.

Man könnte den Einwand machen, die Kessel mit reiner Staubfeuerung zu versehen. Dem steht jedoch entgegen, daß

sich in der Braunkohle nur zeitweise Spitzenleistungen nötig machen und sich deshalb der Zinsen- und Abschreibedienst für eine Vollanlage zu hoch stellt. Andererseits müssen Belastungsspitzen, die infolge der Trägheit der Hauptfeuerung nicht sofort aufgenommen werden können, von der Zusatzfeuerung aufgenommen werden, um große Schwankungen des Kesseldruckes zu vermeiden. Eine weitere Bedingung, die Kessel mit Zusatzfeuerung zu versehen, sind die Schwankungen in Güte (Feuchtigkeit, Sand, Ton, Körnung) und Liefermenge des Hauptbrennstoffes, auf die in dem Vorhergehenden zur Genüge hingewiesen wurde. Die Forderung, daß die aufzustellende Kesselanlage der Spitzenlast entsprechen muß, bleibt dadurch natürlich unberührt.

Die Verbrennung von Kohlenstaub ist eine Oberflächenreaktion, die in technisch meßbarer Zeit verläuft. Die Asche zerfällt in schwer und leicht schmelzende Bestandteile. Die Flugasche, der leicht schmelzende Bestandteil, enthält unausgebrannten Staub und darf weder mit den Siederohren, noch mit dem feuerfesten Material in Berührung kommen. Im ersten Falle setzt sie sich an den Rohren ab, schmilzt und bildet eine Isolationsschicht, welche eine Verlangsamung des Wärmeüberganges zur Folge hat. Die Asche muß sich also im Brennraum vollständig absetzen oder, da das meistens unmöglich ist, müssen die Aschteilchen, die nicht in der Brennkammer zum Absetzen kommen, durch sie hindurchgetragen werden in den hinter ihr befindlichen Nachverbrennungsraum. Ein Kessel, der dieser Bedingung nicht genügte, verdampfte bei vollständiger Verstopfung der unteren Siederohrreihen mit Schlacke nach kurzer Betriebsdauer nur noch 10 to statt normal 30 to.

Im 2. Falle tritt bei Berührung der Flamme mit dem feuerfesten Material eine chemische Wechselwirkung auf, die das feuerfeste Material zerstört (flüssige Schlacke).

Für die Brennkammer müssen deshalb 5 Forderungen aufgestellt werden:

1. der Staub muß während der Brennzeit schwebend erhalten werden,
2. er muß innerhalb der Kammer vollständig ausbrennen,
3. die Staubflamme darf nirgends mit den feuerfesten Steinen in Berührung kommen,
4. in der Kammer muß ständig Unterdruck herrschen,

5. die Temperatur der inneren Kammerflächen muß unterhalb des Erweichungspunktes der feuerfesten Steine liegen.

Die Forderungen 1 und 3 erfordern einen der Brennzeit und Bewegung des Staubkornes entsprechenden freien Brennweg. Da die Geschwindigkeit des Staubes, welche die Bewegung hervorruft, aus Eintritts- und Rauchgasgeschwindigkeit resultiert, darf der Staub nicht in großen Mengen durch eine Düse eingeblasen werden, damit die Einwirkung der Flugasche vermieden wird.

Die Brenner sind zahlreich unterteilt, damit sich eine Flamme an der anderen entzünden kann. Eine straffe Führung der Flamme nach unten ist Bedingung, damit sie nicht in die Kesselzüge ausreißt, ohne in der Brennkammer zu verbrennen. Jeder Brenner ist aus diesem Grunde nicht höher als mit 1 000 kg/Stde. Staub zu belasten. Die Größe der Flamme wird durch Primär- und Zusatzluft geregelt. Anwärmung der Sekundärluft bedeutet Erhöhung der Flammentemperatur. Im vorliegenden Falle ist sie zu verwerfen, da, wie schon früher gesagt, die Schmelztemperatur der Flugasche bei 1050° Cels. liegt, Flugaschenansätze also so wie so zu befürchten sind.

Forderung 4 verlangt Vermeidung von Ueberdruck in der Brennkammer deshalb, weil er eine höhere Pressung der Einblaseluft und damit höhere Eintrittsgeschwindigkeit zur Folge hat.

Zur Erzielung entsprechender Lebensdauer müssen die Kammerwände gekühlt werden. Dies geschieht durch Luftkanäle innerhalb der die Brennkammer begrenzenden Mauern. Die Brennkammer ist groß und hoch und vom Feuerraum getrennt, sodaß Verschlacken des Rostes der Hauptfeuerung unmöglich ist. Zu jeder Rostbahn, 3 für jeden Kessel, gehört ein Brenner. Die Zündung erfolgt durch die überhitzte Brennkammer.

Die Feuchtigkeitshöhe des Staubes ist durch fördertechnische Schwierigkeiten bestimmt. Der hygroskopische Punkt, d. h. die zulässige Höchstgrenze der Feuchtigkeit und der Grenzwert, bis zu welchem scharf getrockneter Staub Feuchtigkeit aufnehmen darf, liegt bei 15—19%. Die Förderung hygroskopischen Staubes kann man so einrichten, daß eine wesentliche Feuchtigkeitsaufnahme dabei nicht auftreten kann. Bei überhygroskopischem Staub mit einer Feuchtigkeit

über 19% und einer Förderung mit geringen Luftmengen (2—10% der Verbrennungsluft) genügt dagegen schon ein Feuchtigkeitsverlust von 0,2—1% durch Nachverdampfung in der Förderleitung, um die Förderluft abzusättigen. Gerät dann die Förderluft durch Abkühlung unter den Taupunkt, so bildet sich Schwitzwasser und es kommt zu Rohrverstopfungen. Zur Sicherung gegen letztere wird parallel zur Förderleitung eine Ausblaseleitung verlegt, welche durch Stutzen und Ventile mit der Hauptleitung verbunden ist.

Der zu verfeuernde Staub soll auf Sieb 900 gar keinen und auf Sieb 1600 nur begrenzten Rückstand ergeben. (Dr.-Ing. Rosin.) Rückstände auf Sieb 4900 sind gänzlich belanglos. Korngrößen, die der Maschenweite des 900er Siebes entsprechen, verlangen Brennzeiten, die in der Staubfeuerung nicht zur Verfügung stehen. Deshalb ergibt z. B. ein Rückstand von 3% auf Sieb 900, der einer Brennzeit von 4 sec. entspricht, einen Verlust von 1,3% durch Unverbranntes.

Für die Staubzusatzfeuerung liegen die Verhältnisse in der Braunkohle deshalb besonders günstig, weil der Staub bei der Schlotenentstaubung anfällt und somit die hohen Aufbereitungskosten wegfallen. Eine Untersuchung des Schlotenstaubes hatte folgende Ergebnisse:

Durchgang auf Sieb 4900	43,24%
Rückstand auf Sieb 4900	56,76%
Rückstand auf Sieb 900	2,7 %
Durchgang auf Sieb 900	97,3 %

Die Analyse des gesiebten Staubes ergab:

Wasser	11,71%
Asche	10,27%
brennbare Substanz	78,02%
Heizwert	4837,4 WE/kg
Gesamtkohlenstoff	52,90%

Verkokung im Tiegel:

Koksausbeute	47,88%
fixer Kohlenstoff	37,61%
flüchtige Bestandteile	40,41%
Wasser	11,71%
Asche	10,27%.

Die vorstehende Probe beweist, daß der Schlotenstaub ohne weiteres zur Verfeuerung geeignet ist. Er ergibt zwar einen geringen Prozentsatz an Unverbranntem infolge des geringen Rückstandes auf Sieb 900, den schädlichen Folgen der daraus resultierenden Flugkoksbildung kann jedoch durch Beachtung vorstehender Forderungen wirksam begegnet werden.

Versuche an einer Zusatzfeuerung ergaben eine Leistungssteigerung von 20%. Dabei betrug das spez. Gewicht des

lockeren Staubes	440 kg/m³
das Volumen von 1 to Staub . .	2,275 m³
die Temperatur des aufgegebenen Staubes am Trockner	80°
die Temperatur des aufgegebenen Staubes im Kesselstaubbunker	40°
die verf. Staubmenge pro Std. .	1500 kg
die Temperatur der Staubflamme	1380°.

Bei 1500 kg/h Kohlenstaubzusatz von 4—5000 WE in Verbindung mit der Vorschub-Muldenrost-Feuerung sind jedenfalls zu gewährleisten:

70 kg/m² Heizfläche dauernd normal mit $\eta = 78\%$,
80 kg/m² Heizfläche angestrengt auf die Dauer von 1 Std. mit $\eta = 75\%$,
90 kg/m² Heizfläche angestrengt auf die Dauer v. 30 Min. mit $\eta = 73\%$.

Um ein Leerlaufen der Kohlenstaubbunker und damit das Einblasen von Luft in die Brennkammer zu verhindern, werden Bunkerstandsanzeige-Vorrichtungen angebracht, welche akustische und optische Signale auslösen und auf die drohende Gefahr aufmerksam machen.

VI.

Die Kesselreserve.

1. Im Vorhergehenden war die Forderung aufgestellt worden, daß die aufzustellende Kesselanlage der Spitzenlast entsprechen muß, und es war deshalb eine Reserve-Einheit vorgesehen worden. Wie wichtig noch aus anderen Gründen eine ausreichende Kesselreserve im Kraft-Gegendruckbetriebe ist, soll im Folgenden gezeigt werden.

Abbildung 30 am Schluß der Abhandlung zeigt die Kopplung dreier Brikettfabriken und Zahlentafel 16 die Ausrüstung ihrer elektrischen Zentralen und die Dampfverbräuche der einzelnen Maschinen, welche sämtlich auf ein Netz arbeiten.

Zahlentafel 16.

Zentrale	Anzahl	Maschinenart	Leistung kW	Dampfverbrauch kg/kWh
Fabrik I	1 Nr. I	Anzapf-Kondensations-Turbo-Generator	2000	16,5
	1 Nr. II	Anzapf-Kondensations-Turbo-Generator	1000	16,5
Fabrik II	1	Anzapf-Gegendruck-Turbo-Generator	8500	19,35
	1	Gegendruck-Turbo-Generator	2500	19,35
Fabrik III	1 Nr. II	Anzapf-Kondensations-Turbo-Generator	14000	8,5
	1 Nr. I	Kondensations-Turbo-Generator	5000	7,15
	1 Nr. III	Anzapf-Kondensations-Turbo-Generator	5000	7,5

An Wochentagen, an denen die Fabriken im 24stündigen Betrieb durcharbeiten, beträgt die Gesamtbelastung, welche sich aus Fremd- und Eigenverbrauch zusammensetzt, 27 500 kW. Davon entfallen auf die Fabrik I 1 500 kW (Masch. I), Fabrik II 8 200 kW + 2 200 kW, und Fabrik III 15 600 kW, verteilt auf Masch. I und II. Maschine I der Fabrik I und Maschine III der Fabrik III stehen in Reserve. Der größte Fremdverbraucher ist ein Werk der chemischen Industrie, welches im 24-stündigen Betrieb wochentags wie sonntags

arbeitet und die Maschinen dauernd mit 14 250 kW belastet. Ein Teil der Maschinen muß also am Sonntag durchlaufen und da die kleine Zentrale I keinen nennenswerten Strom zu liefern vermag, verteilt sich die Last, welche tagsüber infolge Eigen- und Fremdverbrauches 20 500 kW und in der Lichtperiode 22 000 kW beträgt, auf die Zentralen II und III. Zentrale II ist ein Gegendruckbetrieb; ein Teil der an sie angeschlossenen Brikettfabrik muß also durcharbeiten und die Belastung, welche die 8 500 kW-Maschine aufzunehmen hat, muß bei voller Ausnützung der Brikettfabrik möglichst groß sein, um Zentrale III zu entlasten und möglichst umfangreiche Kesselreinigungsarbeiten in der Kesselanlage III zu ermöglichen. Selbstverständlich dürfen auch in der Kesselanlage II die notwendigen Reinigungsarbeiten keinesfalls vernachlässigt werden, um in der Woche einen möglichst störungsfreien Betrieb zu gewährleisten.

Bei einer Brikettleistung der Fabrik II von 840 to pro 12 Stunden, einem Dampfverbrauch von 1,404 to/to Briketts, und einem Dampfverbrauch von 19,35 kg/kWh der Turbine könnte Zentrale II 5 000 kW aufnehmen, sodaß Zentrale III mit 15 500 resp. 17 000 kW, verteilt auf die Maschinen I und II belastet wird. Wie die Sache jedoch in Wirklichkeit aussieht, zeigen die Belastungsbilder 32—40. Von vornherein sei dazu bemerkt, daß die Kesselanlagen beider Zentralen nicht allzu reichlich bemessen sind, und deshalb die Kesselreinigungsfrage an Sonntagen von höchster Wichtigkeit ist. Im vorliegenden Falle ist am Sonntag in Zentrale II die 8 500 kW Maschine, in Zentrale III Maschinen I und II in Betrieb. Maschine III steht in Reserve und hat evtl. auftretende Spitzen zu übernehmen. Zur Erläuterung der Strombilder und der Schwierigkeiten im Gegendruckbetrieb soll im Folgenden etwas gesagt werden.

Der Trockendienst einer Brikettfabrik hat bei einer bestimmten Leistung und einem bestimmten Anfangs- und Endwassergehalt einen bestimmten Dampfverbrauch entsprechend dem Heizdampfdruck, welcher der Anlage zu Grunde gelegt ist. Heizdampfdruck + Druckverlust in der Rohrleitung ergibt den Gegendruck an der Turbine.

Die Leistung ist jedoch nicht dauernd gleichbleibend, sondern schwankt während einer Betriebsperiode abhängig

von den Betriebsverhältnissen nach oben und unten. Als Hauptfaktoren für die Schwankungen kommen in Frage: Ungleichmäßige Leistung des Naßdienstes durch Kohlenmangel seitens der Grube oder Störungen, ungleichmäßige Pressenleistung infolge von Reparaturen und des Formlegens, Dampfmangel oder Dampfüberfluß bedingt durch Kessel- und Turbinenleistung.

Soll die Trockenleistung erhöht werden, so wird eine größere Wärmemenge benötigt, um die entsprechend dem größeren Durchsatz an Trockengut durch die Apparate wachsende Gesamtwassermenge aus der Kohle zu verdampfen und den vorgeschriebenen Endwassergehalt zu erreichen. Damit wächst die durch den gleichen Querschnitt in der Zeiteinheit hindurchgehende Dampfmenge, der Widerstand infolge der erhöhten Durchgangsgeschwindigkeit und damit der Gegendruck an der Turbine.

Bei verringerter Leistung liegen die Verhältnisse umgekehrt.

Der Anfangswassergehalt der Rohkohle ist ebenfalls nicht gleichbleibend, sondern schwankt infolge von Witterungseinflüssen und den Verhältnissen in der Grube. Nässere Kohle bedingt bei gleichbleibender Leistung und gleichem Endwassergehalt eine größere, trockenere Kohle eine geringere Dampfmenge, also einen höheren oder niedrigeren Gegendruck an der Turbine. Außerdem beeinflussen die Trockendampfmenge noch die Körnung des Trockengutes, willkürliche Aenderung des Endwassergehaltes und vor allem Betriebsstörungen in der Fabrik.

In allen Fällen verlangt der Brikettbetrieb von der Zentrale mehr oder weniger Dampf und der Turbinenmaschinist hat den Wünschen der Brikettfabrik nachzukommen, solange es ihm die Kesselleistung und die Belastung seiner Maschine gestatten. Er muß die durch den N.D.-Teil der Turbine gehende Dampfmenge vergrößern oder verkleinern.

Anders steht es mit der Anzapfmenge, die hinter dem HD.-Teil entommen wird und zum Betrieb der Pressen dient. In einer Fabrik, die genügend Reserven hat und eine Presse, die zum Formlegen stillgesetzt ist, sofort durch eine andere ersetzen kann, ist die Pressendampfmenge, die der Sammelleitung entnommen wird, solange konstant, als nicht der Gegendruck, mit dem die Pressen arbeiten, durch Ein-

flüsse des Trockendienstes geändert wird. Sie entspricht der Leistung der Pressen und dem Anfangsdruck, für den der Dampfteil der Presse konstruiert ist. Betriebsdruck + Druckverlust in der Sammelleitung ergeben den Anzapfdruck an der Turbine. Die Turbine wird auf eine bestimmte Anzapfmenge eingestellt. Steigt nun einmal die Pressendampfmenge durch Einflüsse des Trockendienstes, d. h. fällt der Druck in der Sammelleitung, so ist das nicht weiter schlimm, da die Presse auch bei verringertem Betriebsdruck ihre volle Leistung hergeben muß. Gefahr liegt erst vor, wenn der Gegendruck hoch ist, da die Pressen dann stehen bleiben können. Von der Zentrale kann deshalb auch die Anzapfdampfmenge bis zu einer bestimmten Mindestgrenze verringert werden, wenn der Trockendienst eine größere Dampfmenge verlangt und die Kesselleistung nicht zureicht. Andererseits bedeutet eine größere Anzapfmenge an der Turbine bei gleichbleibender Entnahme aus der Sammelleitung eine Drucksteigerung, deren Höhe durch das Sicherheitsventil begrenzt ist. Der Turbomaschinist kann also bei verringerter Trockendampfmenge die Anzapfmenge vergrößern, wenn er die elektrische Leistung nicht verringern will oder wenn er bei gleichbleibender Durchgangsmenge durch den N.D.-Teil die elektrische Leistung erhöhen will. Während er also bei der Gegendruckdampfmenge an die Wünsche des Trockendienstes gebunden ist, hat er in der Bemessung der Anzapfmenge einen bestimmten Spielraum. Voraussetzung ist dabei natürlich, daß die Kesselanlage genügend Dampf von genügend hohem Druck erzeugt. Dann ist sowohl eine gute Brikett-, als auch eine gute elektrische Leistung, die durch Anzapf- und Gegendruckdampfmenge gegeben ist, garantiert.

Anders liegt der Fall, wenn die Kesselanlage gering bemessen und Kesselreserve nicht vorhanden ist. Ist dann noch die Feuerkohle schlecht und sind die Kessel verschmutzt, was gegen Ende der Woche meist der Fall ist, dann ist die Dampfleistung gering. Der Turbomaschinist kann dann weder die Wünsche der Brikettfabrik befriedigen, noch die Turbine hoch (Abb. 31) belasten. Damit sinkt einmal die Brikettleistung oder es sind, wenn die Produktion gewichtsmäßig durch erhöhten Endwassergehalt gehalten werden soll, infolge lebhafter Nachverdampfung im Waggon bei kleinen For-

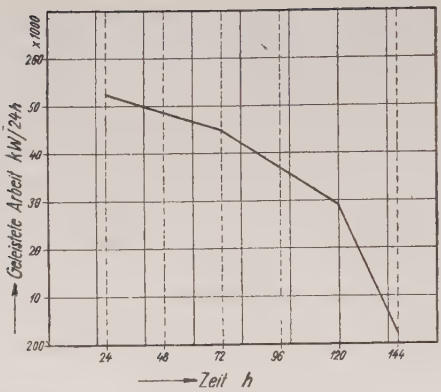


Abb. 31: Arbeitsverminderung einer elektrischen Zentrale infolge verringerter Leistung der Kesselanlage.

maten mürbe Steine und Spalter zu befürchten. Zum andern muß die elektrische Leistung, die die Turbine nicht aufnehmen kann, der Kondensationszentrale zugeschoben werden. Solange diese die erhöhte Belastung aufnehmen kann, geht alles gut. Hat sie aber gleichfalls mit Dampfmangel zu kämpfen, dann ist sie nicht in der Lage, das der höheren Belastung entsprechende Drehmoment der Antriebsmaschine durch Füllungsvergrößerung aufzubringen. Die Perioden fallen in beiden Zentralen, da die Maschinen synchron laufen. Kommen die Kesselanlagen dann allmählich nach, d. h. liefern sie die der erhöhten Belastung entsprechende Dampfmenge, so stellt sich der Normalbetrieb wieder her. Ist das aber nicht der Fall, dann müssen letzten Endes ein oder mehrere Fremdabnehmer abgeschaltet werden, was natürlich im Interesse sowohl des Erzeugers, wie Verbrauchers möglichst zu vermeiden ist. Der gleiche Fall kann eintreten, wenn der Gegendruckbetrieb Kohlenmangel oder Betriebsstörung hat und infolge des verringerten Dampfverbrauches der Brikettfabrik keine hohe elektr. Leistung aufnehmen kann. Ehe man zum letzten Mittel, dem Abblasen greift, wird man auch hier versuchen, den Ausfall an elektrischer Leistung in der Kondensationsanlage auszugleichen.

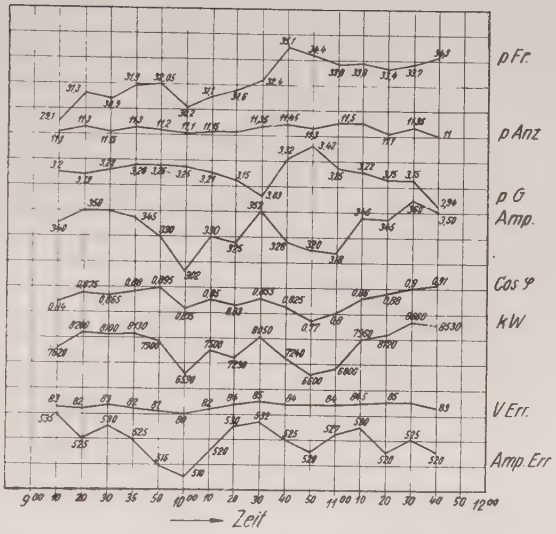


Abb. 32: Dampf- und Belastungskurven einer 8500 kW-Turbine im Normalbetrieb.

2. Zu den einzelnen Strombildern ist nun folgendes zu sagen (wobei zu bemerken ist, daß z. Zt. der Aufnahme der Strombilder ein Gegendruckregler noch nicht eingebaut war):

Abb. 32 zeigt den Anzapf-Gegendruck-Turbogenerator der Zentrale II im normalen Betriebe. Die Schwankungen in der Belastungskurve sind einmal durch Dampfmangel, zum anderen durch die Wünsche der Brikettfabrik bedingt, nach welchen, wie ja im Vorhergehenden gesagt wurde, sich der Turbomaschinist zu richten hat. Folgende markante Punkte seien herausgegriffen:

Um 10 Uhr herrscht Dampfmangel. Der Maschinist ist deshalb gezwungen, die Belastung der Turbine zu erniedrigen. Um aber den Wünschen der Brikettfabrik gerecht zu werden, d. h. die verlangte Trockendampfmenge zu liefern, verringert er die Anzapfmenge. Um 10,30 Uhr verlangt der Trockendienst weniger Gegendruck. Zu gleicher Zeit ist der Frischdampfdruck infolge erhöhter Kesselleistung in der Sammelleitung gestiegen. Der Maschinist vergrößert bei gleichblei-

bender Füllung der Turbine die Anzapfmenge, um die Gegendruckdampfmenge zu erniedrigen. Die elektr. Leistung steigt infolge des größeren Wärmegefälles. 10,40 Uhr ist der Frischdampfdruck noch weiter gestiegen, also auch der Anzapf- und Gegendruck. Da der Trockendienst aber z. Zt. einen hohen Gegendruck nicht verarbeiten kann, nimmt der Maschinist die elektr. Leistung zurück, d. h. er verkleinert die Füllung der Turbine. Die Sicherheitsventile der Kessel fangen an zu blasen. Gerade diese letzte Erscheinung beweist die Richtigkeit der früher aufgestellten Forderung eines größeren Spannungsunterschiedes zwischen Kessel und Maschine.

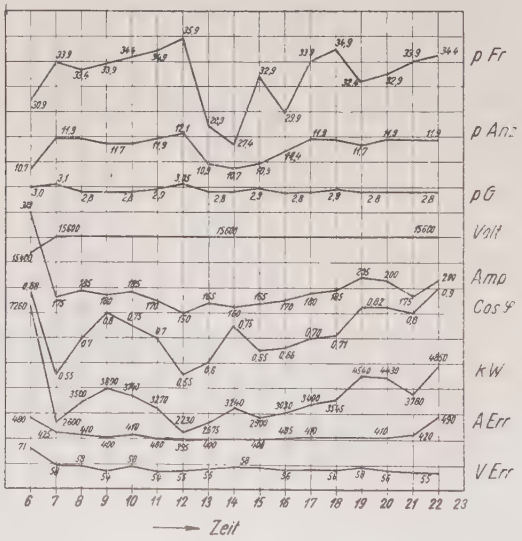


Abb. 33: Sonntagsbetrieb der 8500 kW-Turbine.

Abb. 33 zeigt denselben Turbo-Generator im Sonntagsbetrieb. Die eine der beiden an die Zentrale angeschlossenen Brikettfabriken ist in der Nacht zum Sonntag stillgesetzt worden. Da die unteren Rohrreihen der Kessel infolge von Sandkohle sehr verschlackt sind und außerdem größere Reparaturen an den Feuerungen vorgenommen werden müssen, müssen mindestens 3 Kessel gereinigt werden, um den nor-

malen Wochentagsbetrieb sicher zu stellen. Kessel 1 wird um 7 Uhr abgestellt, gereinigt und um 14 Uhr wieder in Betrieb genommen. Kessel 2 wird um 8 Uhr abgestellt und um 20 Uhr wieder angestellt, und Kessel 3 kommt um 15 Uhr außer Betrieb, um ausgeschlackt zu werden. Er wird um 24 Uhr wieder an das Netz angeschlossen. Die Reinigungszeiten überdecken sich also und zeitweise fallen 2 Kessel ganz aus. Die Wirkung dieser notwendigen Reinigung zeigt sich ganz deutlich im Diagramm insofern, als der Generator nicht imstande ist, auch nur annähernd die von ihm verlangte Wattleistung (5 000 kW) herzugeben. Er liefert zum Teil Blindleistung ins Netz und die fehlende Wattleistung muß von Zentrale III selbstverständlich auf Kosten der Reinigungsarbeiten in ihrer Kesselanlage übernommen werden, wenn nicht der Fremdverbrauch eingeschränkt werden soll.

Dasselbe Bild zeigt Abb. 34 und das Gegenstück Abb. 35. Da die Wattleistung der Gegendruckzentrale noch geringer ist, als in Abb. 33, muß in der Kondensationszentrale Masch. III in Betrieb genommen werden, um den Strombedarf zu decken. Daß dabei an Reinigungsarbeiten in der Kesselanlage kaum zu denken ist, ist ohne weiteres klar. Abb. 35 zeigt deutlich den Einfluß der Gegendruck-Maschine auf die Wattleistung in Zentrale III (cos φ).

(Siehe Abb. 34—36 umseitig.)

Abb. 36 zeigt im Gegensatz zu dem Vorhergehenden eine befriedigende Wattleistung des Anzapf-Gegendruck-Turbo-Generators als Folge genügender Dampfleistung der Kesselanlage. An dem fraglichen Sonntag wurden nur 2 Kessel gereinigt und zwar liefen die Reinigungszeiten von 7—16 Uhr und von 19—1 Uhr nachts, sodaß immer genügend Heizfläche in Betrieb war. Als Rückwirkung machte sich jedoch in der darauf folgenden Woche dauernd ein gewisser Dampfmangel bemerkbar.

Betr. der Störungsbilder 37—39 sind folgende 3 Fälle zu unterscheiden:

1. Durch irgendwelchen Einfluß, z. B. durch Ausbleiben des Staubes bei Betrieb der Staubzusatzfeuerung sinkt die Kesselleistung. Um die Kesselanlage zu entlasten, gibt der Maschinist der Gegendruck-Zentrale der Turbine kleinere

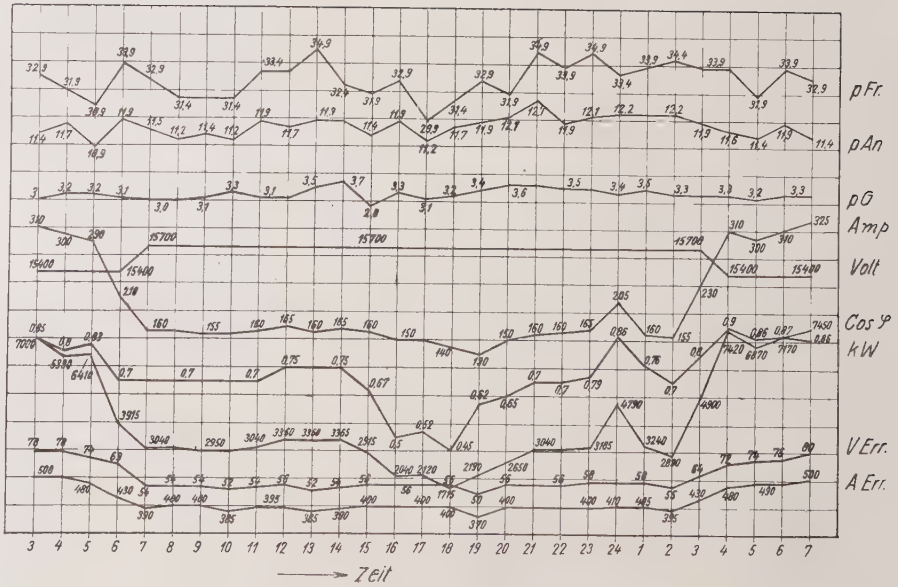


Abb. 34: Sonntagsbetrieb der 8500 kW-Turbine.

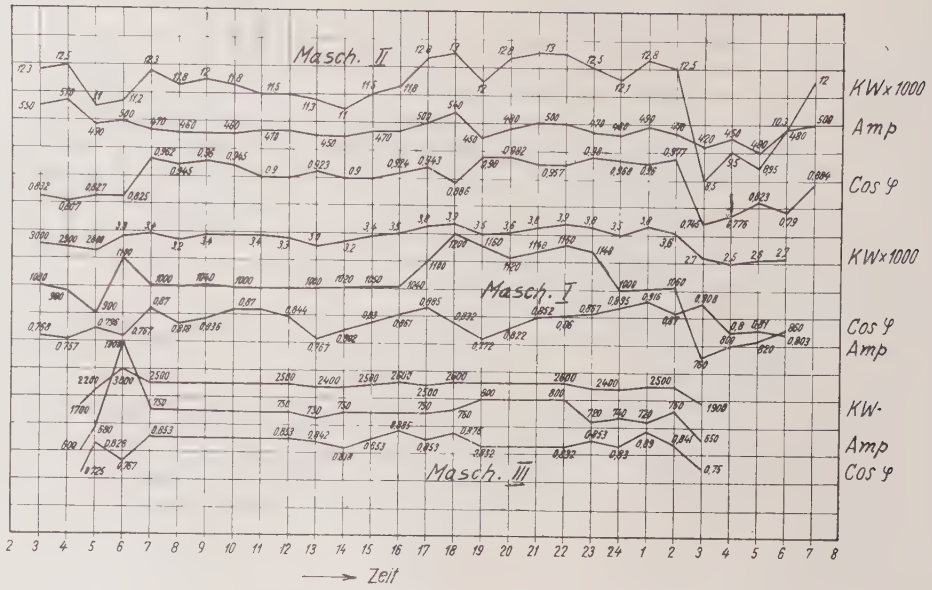


Abb. 35: Sonntagsbetrieb der Kondensations-Zentrale.

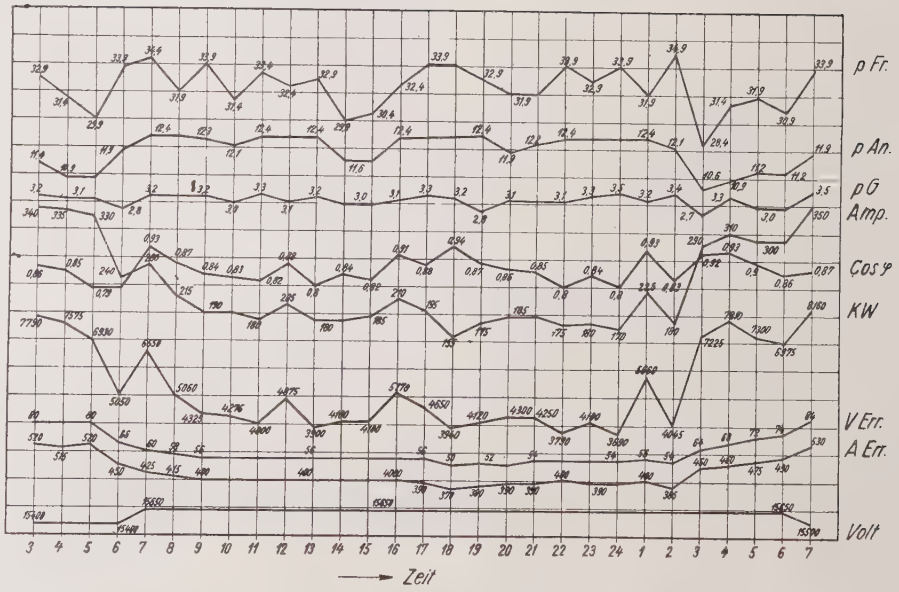


Abb. 36: Sonntagsbetrieb der 8500 kW-Turbine.

Füllung, d. h. er schiebt die Belastung der parallel arbeitenden Zentrale zu. Die Kesselanlage derselben ist der plötzlichen Belastungserhöhung nicht sofort gewachsen, die Perioden fallen und um die ganze Anlage nicht zum Stehen zu bringen, darf jetzt die Gegendruck-Zentrale die Belastung nicht nur nicht erniedrigen, sondern sie muß sie halten, wenn nicht gar erhöhen. Infolge der dadurch bedingten größeren Dampfentnahme aus der Sammelleitung und der verringerten Kesselleistung sinkt der Frischdampfdruck noch mehr, bis die Schwesterzentrale den Stoß aufgefangen hat und die Gegendruckzentrale entlastet. Allmählich stellt sich dann der normale Zustand wieder ein. Abb. 37 entspricht diesem Fall.

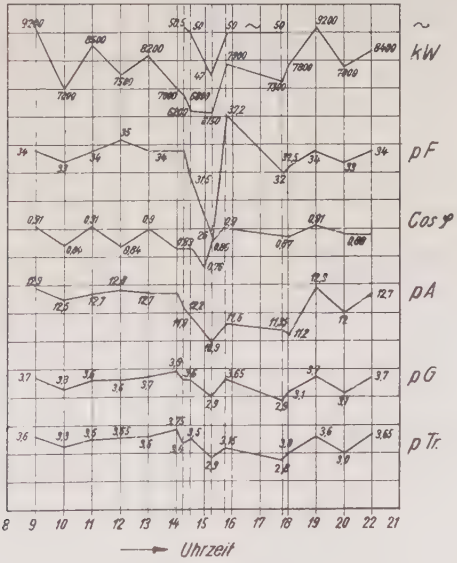


Abb. 37: Störung infolge verminderter Kesselleistung.

2. In Abb. 38 wird der Gegendruckzentrale von der Kondensationszentrale infolge Dampfmangels der Leistungsausfall zugeschoben, und der Maschinist fängt den Stoß durch Belastungserhöhung ab. Zwar sinkt der Frischdampfdruck infolge der Füllungsvergrößerung, die Kessel sind jedoch in gutem Zustand, sodaß nach kurzer Zeit der normale Betriebszustand wieder hergestellt ist.

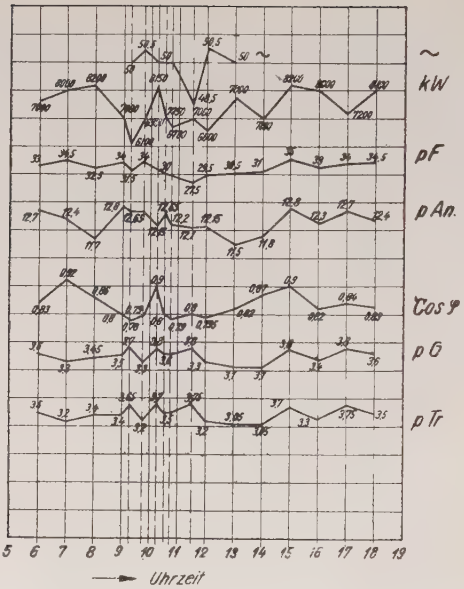


Abb. 38: Störung infolge zugeschobener Belastung

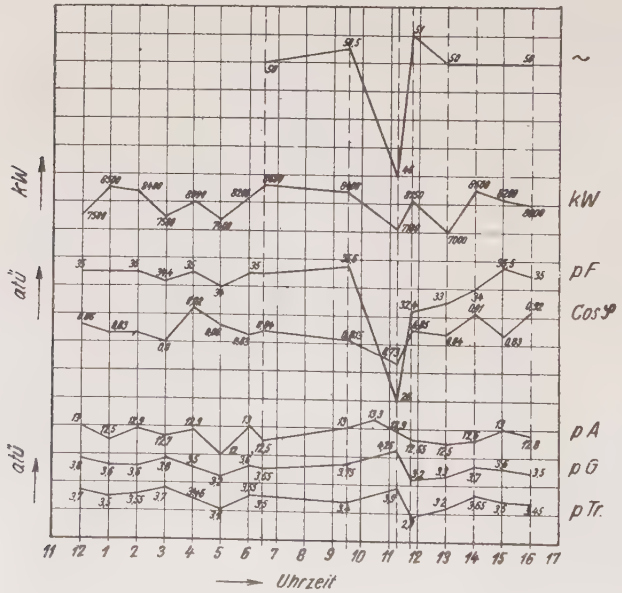


 Abb. 39: Störung infolge zugeschobener Belastung.

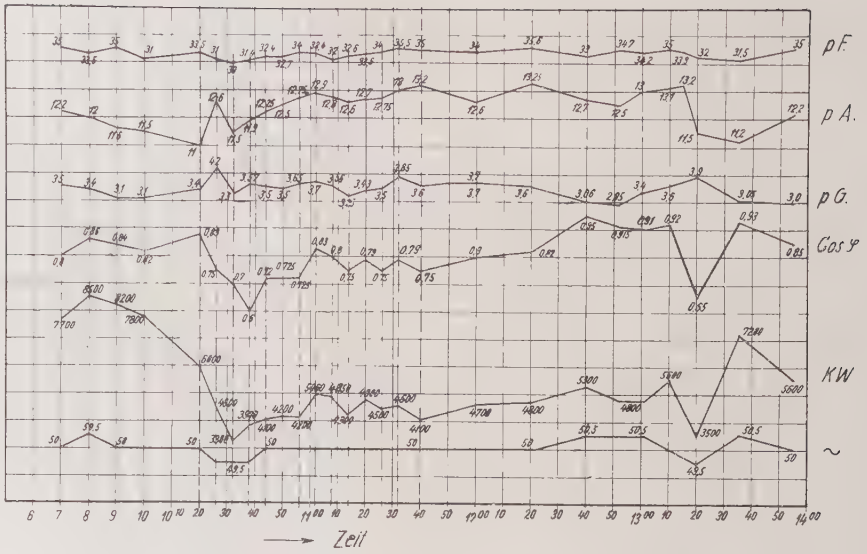


Abb. 40: Störung durch Feuer in der Brikettfabrik.

3. Anders liegt der Fall in Abb. 39. Der Maschinist versucht auch hier den Stoß durch Füllungsvergrößerung seiner Turbine abzufangen. Da aber seit der letzten Reinigung der Kessel längere Zeit vergangen ist, können sie der erhöhten Anforderung nicht genügen, der Frischdampfdruck fällt sehr schnell, zumal der Maschinist durch Vergrößerung der Anzapfmenge eine Leistungssteigerung zu erzielen sucht. Der Gegendruck steigt infolge der größeren, durch den niedrigen Frischdampfdruck bedingten Dampfmenge soweit, daß das Abblaseventil geöffnet werden muß, weil der Trockendienst den Gegendruck nicht verarbeiten kann. Erst allmählich wird die Kesselleistung unter großer Schürarbeit auf das normale Maß gebracht.

4. Abb. 40 zeigt eine Störung, welche durch Feuer in der Brikettfabrik hervorgerufen ist. Zum Stillstand kommen 6 Pressen und 4 Trockenapparate, welche den Staub für die Zusatzfeuerung liefern. Das Fallen des Frischdampfdruckes infolge Ausbleibens des Staubes ist deutlich erkennbar. Da der Stillstand der Apparate einen geringeren Heizdampfbedarf bedingt, muß die Belastung der Turbine verkleinert werden. Das darf natürlich nur allmählich geschehen, um die Schwesterzentrale nicht plötzlich zu überlasten, und die Folge sind Verluste durch Abblasen des überschüssigen Gegendruck-Dampfes. Nach Verständigung mit der Parallelzentrale wird die Belastung noch mehr verringert; außerdem wird die Anzapfdampfmenge erhöht, um weiteres Abblasen zu vermeiden. Um 14 Uhr ist die Brikettfabrik wieder voll im Betrieb.

Aus Vorstehendem erhellt einmal, welche Schwierigkeiten der Gegendruckbetrieb mit sich bringt und welche Anforderungen an das Bedienungspersonal gestellt werden müssen; denn der Maschinist muß nicht nur auf die Brikettfabrik, sondern auch auf Kesselhaus und Schwesterzentrale achten, wenn der Betrieb möglichst störungsfrei vor sich gehen soll. Bewiesen aber ist worden, wie nötig eine ausreichende Bemessung der Kesselanlage ist und wenn deshalb eine Reserve-Einheit vorgesehen wurde, so ist damit nicht zuviel, sondern eher noch zu wenig getan. Denn durch reichliche Heizfläche werden einmal Störungen im Kraftbetrieb auf ein Mindestmaß beschränkt, zum anderen werden überstürzte, auf wenige Stunden beschränkte Reinigungsarbeiten, welche hohen Verschleiß der Feuerungen und schädliche

Wärmespannungen im Kessel hervorrufen, vermieden. Eine weitere Folgerung aus dem Vorhergesagten soll bei Behandlung der Kraftanlage gezogen werden.

VII.

Ausrüstung der Kessel.

Zwecks Vervollständigung der Kesselanlage soll ihre Ausrüstung kurz gestreift werden.

Die Kessel erhalten als Hauptabsperrorgane Heißdampf-doppelsitz-Schnellschließventile mit Fernsteuerung, um bei Kesselexplosionen oder Dampf- und Kesselrohrbrüchen dampf- und wasserseitig schnell abschalten zu können. Mit 5 Umdrehungen wird der Durchgangsquerschnitt freigegeben oder abgeschlossen. In den Oberkessel wird ein Heißdampfregler eingebaut, der Zurückregeln der Temperatur bis auf 350° gestattet. Die Speisung erfolgt selbsttätig durch Hannemann-Regler, der Wasserstand wird außer durch Wasserstandsgläser durch heruntergezogene Fernwasserstandsanzeiger beobachtet, die in Augenhöhe liegen. Wenn die Apparate im allgemeinen auch einwandfrei arbeiten, so ist doch darauf zu achten, daß sie weder verschmutzen, noch verstopfen, um entweder Wassermangel oder Ueberspeisen des Kessels verbunden mit Wasserschlägen zu vermeiden. Im letzteren Falle wurde an einer Anzapf-Gegendruck-Turbine ein Temperatursturz des Frischdampfes von 400° auf 285°, des Anzapfdampfes von 280° auf 200° und des Gegendruckdampfes von 175° auf 140° beobachtet. Der Gegendruck stieg dabei von 2,75 auf 3,25 atü. Glücklicherweise wurde die Turbine nicht beschädigt, jedoch konnte auch leicht das Gegenteil eintreten. Um Ansammlungen und Ablagerungen auf den Siederohren, Ueberhitzerrohren und im Eco zu vermeiden, erhalten Kessel, Ueberhitzer und Eco eine selbständige Rußbläseranlage. Die Blasrohre erhalten Venturidüsen, sind nicht aus einem Stück, um leichtes Auswechseln zu ermöglichen und werden mit Signalpfeifen versehen. Zur Ein- und Ausschaltung des Vorwärmers dienen Rauchklappen. Um bei allen Belastungsänderungen das Gleichgewicht zwischen zugeführter und entnommener Wärmemenge und den besten Wirkungsgrad der Feuerung zu erhalten, ohne daß Störungen des Gleichgewichtes auftreten,

wird die Anlage mit selbsttätiger Feuerregelung versehen. Sie hat 2 Aufgaben zu erfüllen:

1. die Leistung der Kesselanlage genau und ohne Verzögerung der schwankenden Belastung anzupassen,
2. die Feuerung so einzustellen, daß sie ständig mit dem besten Wirkungsgrad arbeitet.

Diesen Zwecken dient ein Belastungsregler, der die Brennstoffzufuhr von allen Kesseln gleichzeitig auf das erforderliche Maß einstellt, während ein Verbrennungsregler die Rauchgasmenge in Abhängigkeit von der jeweiligen Brennstoffmenge durch Betätigung des Rauchgas-Absperrorgans regelt. Die Steuerung des Brennstoffreglers erfolgt nicht durch den Kesseldruck, da er ja konstant gemacht werden soll und an sich mit der Kesselleistung nichts zu tun hat, sondern durch die infolge der Dampfschwankungen erzeugten Druckschwankungen in der Hauptdampfleitung.

Die gesamte Anlage wird zwecks staubfreier Entaschung der Kessel und Feuerungen mit einer Wasserspülentaschungsanlage ausgerüstet. Um die harten Schlacken aus den Herdrückständen mechanisch zu zerkleinern und sie auf die für Fernleitung erforderliche Körnung zu bringen, werden zwischen Aschetrichter und Entaschungsapparat Schlackenbrecher eingebaut. Zur Beförderung des Wasser—Asche-Gemisches auf die Halde dienen Asche-Bagger-Pumpen. Als Spülwasser wird gereinigtes Schlammwasser der Brikettfabrik verwendet.

VIII.

Wärmewirtschaftliche Betriebsüberwachung.

Betr. der wärmewirtschaftlichen Betriebsüberwachung sei folgendes gesagt:

Oft hört man die Meinung, daß man täglich nur das Wasser zu messen und dann die gewogene Kohlenmenge in die Wassermenge zu dividieren braucht, um so ein Bild von der täglichen Verdampfungsziffer und von der Wirtschaftlichkeit der Anlage zu erhalten. So einfach liegt nun aber die Sache doch nicht; denn Kohlenheizwert, Dampfdruck- und Temperatur usw. sind mehr oder weniger großen Schwankungen unterworfen. Ferner werden in sehr vielen Werken heute noch die wärmetechnischen Arbeiten vom Betrieb nebenher erledigt. Das ist ein großer Nachteil, vor allem

deshalb, weil Tätigkeit und Verantwortung in einer Hand liegen, und damit Fehler leicht bemäntelt werden können. Die Wärmewirtschaft wird deshalb besser unmittelbar der Direktion unterstellt und die Anlage von außen kontrolliert. Der Wärmeingenieur stützt seine Kontrolle auf die tägliche Betriebsstatistik und folgende Aufnahmen:

1. Die Messung des Frischdampfdruckes in der Hauptdampfleitung und des Speisewasserdruckes erfolgt durch registrierende Röhrenfeder-Manometer, die Messung der Frischdampftemperatur durch einen registrierenden Fallbügelschreiber.
2. die Messung der Speisewassermenge erfolgt bei jedem Kessel durch einen Venturi-Wassermesser, bestehend aus: Venturirohr und Registrierapparat mit einer Meßgenauigkeit von ± 2%. Der Druckverlust im Venturirohr soll bei größter Durchgangsmenge nicht größer als 1/10 atm. sein.
3. Jeder Kessel erhält zur Messung der Speisewasser-Temperatur vor und hinter dem Eco ein gemeinsames, registrierendes Quecksilber-Druck-Thermometer und
4. zur Kontrolle der Rauchgastemperatur vor und hinter dem Eco ebenfalls ein registrierendes, gemeinsames Fernthermometer.
5. Die Messungen der Temperatur des Mischdampfes, den jeder Kessel in die Hauptdampfleitung liefert, erfolgt durch ein Eisen-Konstantan-Thermoelement verbunden mit Einkurvenschreiber.

Die Ueberwachung der Verbrennung erfolgt bei jedem Kessel durch einen

6. selbsttätigen, aufschreibenden Rauchgasprüfer, welcher den O_2-Gehalt der Abgase zur unmittelbaren Bestimmung des Luftüberschusses feststellt. Damit der Heizer die Anzeige ständig vor Augen hat, wird mit dem Apparat ein Fernanzeiger verbunden. Die Gebiete des Luftmangels und Luftüberschusses sind auf ihm farbig gekennzeichnet.

Gemessen wird ferner:

7. die Dampfmenge, welche der Kessel liefert und
8. der Differenzzug.

Die Messer für O_2-Gehalt, Dampfmenge und Differenzzug sind nebeneinander im Gesichtsfeld des Heizers angeordnet.

IX.

Kesselspeisung.

In Kapitel C/I war eine Speisewassermenge von 4548,5 to/24 h = 189,5 to/h errechnet worden. Für die Bemessung der Pumpengröße wird eine Fördermenge von 220 to/h bei einer Förderhöhe von 850 m W.S. und einer Speisewassertemperatur von 125° zu Grunde gelegt, um vorübergehende Spitzen decken zu können.

An Speiseeinrichtungen werden aufgestellt:

eine Elektropumpe . 220 to
eine Elektropumpe . 110 to
eine Elektropumpe . 110 to
eine Turbopumpe . 220 to
eine Turbopumpe . 110 to.

Im Normalfall arbeitet die 220-to-Elektropumpe und zwar je nach der Belastung der Kesselanlage. Außerdem könnten auch die beiden kleinen Elektropumpensätze von je 110 to die verlangte Leistung gemeinsam abgeben. Bei einer Störung in der Stromzuführung kommt die 220 to-Turbopumpe in Betrieb, während die 110 to-Turbopumpe für alle Fälle in Reserve steht und mit einer der 110 to-Elektropumpen die gesamte Belastung verwirklichen kann.

Die Regulierung auf konstante Differenz zwischen Speisedruck und Kesseldruck erfolgt bei den Elektropumpen durch einen Hannemann-Druckregler durch Drosselung der Speiseleitung. Er besteht aus einem in die Speiseleitung gleich hinter der Pumpe eingebauten, entlasteten Doppelsitzventil, das durch einen einerseits vom Kessel- und andererseits vom Speiseleitungsdruck belasteten Stufenkolben betätigt wird.

Die Regulierung auf konstante Druckdifferenz bei den Turbopumpen erfolgt durch einen Askania-Regler, und zwar wird als Maß für die Speisewassermenge der Differenzdruck zwischen Saugleitung und Dampfdruck im Turbinengehäuse benutzt. Das Mengenverhältnis kann geändert werden durch Einstellung verschiedener Differenzdrücke. Der Regler hält in der Speiseleitung einen stets gleichmäßigen Ueberdruck gegenüber dem Kesseldruck durch Regelung des Dampfzutrittes in die Düsengruppen, und die Pumpe speist dann mehr, wenn der Speiseleitungsdruck gegenüber der Kessel-

spannung fällt und speist weniger, wenn er über das Einstellungsverhältnis steigt.

X.

Speisewasser und seine Aufbereitung.

Das Speisewasser besteht aus Kondensat, wie es aus den Fabriken zuläuft und Rohwasser, welches eine Reinigungsanlage durchlaufen muß, um die schädlichen Wirkungen durch Kesselstein und Schlammablagerungen zu vermeiden. Letztere sind bekannt und verursachen:

1. übermäßig hohen Kohlenverbrauch,
2. schwierige Dampfhaltung,
3. Schäden an den Kesseln selbst.

Amorpher (ohne Kristallgestalt) und poröser Stein, hervorgerufen durch amorphe kohlensaure Salze, bewirkt sehr großen Wärmeverlust, da die Wärmeübertragung um so schwerer erfolgt, je amorpher und lockerer die Platten sind. Kristallinischer und fester Stein, hervorgerufen durch die festen, kristallinischen schwefelsauren Salze, hat bei gleicher Steinstärke nur einen geringen Verlust zur Folge. Freie und gelöste Gase und Säuren verursachen Korrosionen auf Metallen und Eisenteilen. Sie müssen vor Verwendung des Rohwassers als Speisewasser entfernt oder neutralisiert werden. Durch Oel verunreinigtes Kondensat bedingt Wärmestauungen.

Für die Beschaffenheit der gereinigten Wasser gelten also folgende Bedingungen:

1. Gereinigtes Rohwasser:
   Härte: nicht über 2° deutsch.
   Alkalität: der Sodaüberschuß ist so zu bemessen, daß das Speisewasser schwach alkalisch ist.
2. Kondensat:
   Härte: höchstens 1°, sonst frei.
   Alkalität: möglichst frei.
   Sauerstoff: möglichst frei.
   Oel: möglichst frei, höchstens 5 mgr/l.
3. Speisewasser:
   Härte: höchstens 1,1°.
   Alkalität: schwach alkalisch.
   Sauerstoff: möglichst frei, höchstens 1 mgr/l.

4. Kesselwasser:
   Härte: Resthärte unter 2°; (1,5°).
   Alkalität: Natronzahl 50—60°.
   Dichte: maximal 0,5° Bé.

Daraus ergeben sich die folgenden Merksätze für die Speisewasseraufbereitung:

1. Erwärmung des Wassers während der Enthärtung auf mindestens 100° Cels., um es vollständig zu entgasen.
2. Sauerstoffgehalt im Dampf höchstens 1 mgr/l niedergeschlagenen Dampfkondensates.
3. CO_2-Gehalt im Dampf höchstens 35 mgr/l niedergeschlagenen Dampfkondensates.
4. Natronzahl einhalten (stets über 400, nicht über 2 000).
5. Bei Einhaltung der Natronzahl Anreicherungen des Chlorids, Nitrats und Sulfats in folgenden Grenzen zulässig:
   bis 4000 mg/l Cl
   bis 1500 mg/l N_2O_5
   bis 8000 mg/l SO_3.
6. Höchstgrenze für Gesamtgehalt an gelösten Salzen liegt bei 20 gr/l = 2° Bé.
7. Härte des Kesselwassers (Resthärte) unter 2° deutsch.
8. Oel- und Fettgehalt im Kesselwaser höchstens 5 mg/l.
9. Ergibt chemische Untersuchung des Kesselwassers zur Niederschlagung der organischen Substanz einen Verbrauch von 1,5 gr Kaliumpermanganat, so ist das Maximum an Konzentration erreicht; der Kesselinhalt ist zu erneuern.

Für die behandelte Anlage steht Rohwasser mit folgender Elementar-Analyse zur Verfügung:

Abdampfrückstand .	185 mgr
Glührückstand . . .	166,5 mgr
Glühverlust	18,5 mgr
Sauerstoffbedarf . .	2,1 mgr
Kaliumpermanganat .	8,4 mgr
Ammoniak	Spuren
Cl	5,3 mgr
Na Cl	8,8 mgr
SO_3 gebunden . . .	21 mgr
SiO_2	25 mgr
CO_2 frei	51,2 mgr
Ca O	28 mgr

Ma	8,5 mgr
Nichtkarbonathärte .	1,6°
Karbonathärte . . .	2,8°
Gesamthärte	4,4°
$Fe_2 O_3$	0,6
	(in abgesetztem Wasser)
$Fe_2 O_3$	6,6
	(in geschütteltem Wasser)

Gesamthärte aus Ca O und Mg O berechnet: 4° deutsch.
Kieselsäure (Glührückstandverhältnis) 15 : 100.

Die Reinigung des Wassers erfolgt nach der Soda-Enthärtung in einer Wasservergütungsanlage nach dem thermochemischen Verfahren. Bei einem Kondensatverlust von 10% der Speisewassermenge = 18,95 to/Stde ist die Größe der Anlage gegeben. Um jedoch bei Betriebsstörungen, d. h. größerem Kondensatverlust infolge des Abblasens des Trocknerdampfes die Gewähr zu haben, kein ungereinigtes Rohwasser zusetzen zu müssen, wird die Anlage für eine Leistung von 30 m^3/h bemessen. Dadurch wird ferner erreicht, daß die Reaktionszeit genügend groß ist, sodaß übergroße Schlammablagerungen im Ekonomiser als Folge einer zu gering bemessenen Reinigungsanlage (das Wasser wird nur zum Teil in der Vergütungsanlage gereinigt) vermieden werden.

Das Rohwasser gelangt aus einem Brunnen mittels Injektor oder Pumpe in die sogenannte Vorwasserreinigungsanlage, wo ihm zwecks Abscheidung der organischen Substanzen Kaliumpermanganat zugesetzt wird. Ueber einen Zwischenbehälter strömt es dann der Rohwasserpumpe zu, welche es in das Einlaufgefäß der Reinigungsanlage drückt. Ein Teil des Wassers nimmt in einem besonderen Kippgefäß die Sodalauge auf, vereinigt sich wieder mit dem anderen und gelangt in einen Reaktionsbehälter, dem zur Vorkochung bezw. Vorwärmung auf 70° Heizdampf zugesetzt wird. Die zuzusetzende Sodamenge in mg/l errechnet sich, da es sich um heiße Reinigung handelt, bei der die schwindende Härte nicht berücksichtigt zu werden braucht, nach der Formel:

$$18{,}9 \cdot \text{bleibende Härte} + 1{,}4 \cdot \text{Magnesia}.$$

Vom Rohwasserbehälter fließt das Wasser dann dem Kocher zu, welcher zur Entfernung der Luft einen Entlüf-

tungshahn besitzt. Die erforderliche Kochtemperatur beträgt 100—102° Cels. Zuletzt gelangt es über ein Feinkiesfilter (Schlamm-Abscheidung) in den Reinwasserbehälter, der als Gasschutz ein Dampfpolster besitzt, und von hier über die Reinwasserpumpe in den Hochbehälter, dem das Kondensat der Brikettfabrik zufließt. Mit diesem vermischt wird es durch die Speisepumpe in die Kessel gedrückt.

Als Heizdampf der Kocher-Anlage dient der Abdampf der Turbopumpe. Außerdem kann durch eine Frischdampfleitung geheizt werden, wenn der Abdampf einmal ausbleibt. Diesem Zwecke dient ein Reduzier-Ventil, welches bei einem bestimmten geringeren als dem Betriebsdruck selbsttätig öffnet und beim Steigen des Gegendruckes wieder selbsttätig schließt.

Ein in vorstehender Anlage gereinigtes Kesselwasser zeigte folgende Betriebsanalyse:

Zahlentafel 17:

Bezeichnung		Kessel I	Kessel II
Aussehen		dunkelbraun	geringer Bodensatz
Gesamthärte		1,68°	1,96°
Ca O	mgr/l	10,4	12
Mg O	„	3,6	3,6
Cl	„	205,7	156
gebundene SO_3	„	1307,2	873,1
Si O_2	„	111,2	98,4
($Fe_2 O_3$ + $Al_2 O_3$) . . .	„	32,8	36
Abdampfrückstand . . .		4440,8	1948,4
Glührückstand		4196,4	1919,6
Phenolphtalein = p . . .		15,7	9
Methylorangewert = m .		17,2	10,3
Kaliumpermanganatverbr. .	mgr/1	395	281,2
aus vorstehenden Werten errechnet:			
Gesamthärte (Ca O + Mg O)		1,55°	1,71°
Soda, wasserfrei ($Na_2 CO_3$)		159	137,8
Na O H		568	308
Natronzahl		603,3	338,6
amerik. Verhältnis = ges. $Na_2 CO_3$ zu $Na_2 SO_4$ . .		1 : 2,5	1 : 2,8

Die Beschaffenheit ist also einwandfrei; die Natronzahl ist eingehalten.

Als Kessel 2 nach 10 000 Betriebsstunden zur Reinigung geöffnet wurde, zeigte sich bei einer Leistung von 50 kg/m² u. h ein ganz geringer Kesselstein-Ansatz. Wäre nicht die äußere Reinigung dringend notwendig gewesen, so hätte er ohne weiteres eine Betriebsstundenzahl von 15 000, die man bei einer gut arbeitenden Reinigung zulassen kann, erreicht.

D.

DIE ZENTRALE.

I.

Entwicklung der Kraft- und Wärmewirtschaft in Brikettfabriken.

In früheren Ausführungen war gezeigt worden, daß außer verschiedenen anderen Gründen besonders aus Rücksicht auf die Kohlenersparnis bei Stromerzeugung und den wesentlich billigeren Anschaffungspreis der Gegendruckmaschine gegenüber der Kondensationsmaschine der Gegendruckbetrieb in der Brikettindustrie als geradezu ideal anzusprechen ist. Um nun den Zusammenhang mit den folgenden Erläuterungen herzustellen, soll zunächst die Entwicklung der „Kopplung von Kraft- und Wärmewirtschaft in Brikettfabriken" mit halbelektrischem Betrieb kurz gestreift werden.

Anordnung 1 der Abb. 41 zeigt die vollkommene Trennung von Kraft- und Wärmewirtschaft. Der Dampf wird gemeinsam in einer Kesselanlage mit mittlerem Druck (bis 20 atü) erzeugt und von dort teils der Kondensationsmaschine zugeleitet, welche den Eigenverbrauch an elektr. Energie erzeugt, teils den Brikettpressen, welche ihn als Heizdampf an die Trockenapparate abgeben. Reicht der Abdampf nicht aus, dann wird aus der Pressenleitung gedrosselter Frischdampf zugesetzt.

Anordnung 2 stellt einen reinen Gegendruckbetrieb dar, bei dem Kraft- und Brikettwirtschaft getrennt sind bis auf die gemeinsame Heizdampfabgabe in die Trockner. Eine Abgabe von elektrischer Energie an Fremde ist vom Heizdampfbedarf abhängig und kommt kaum in Frage.

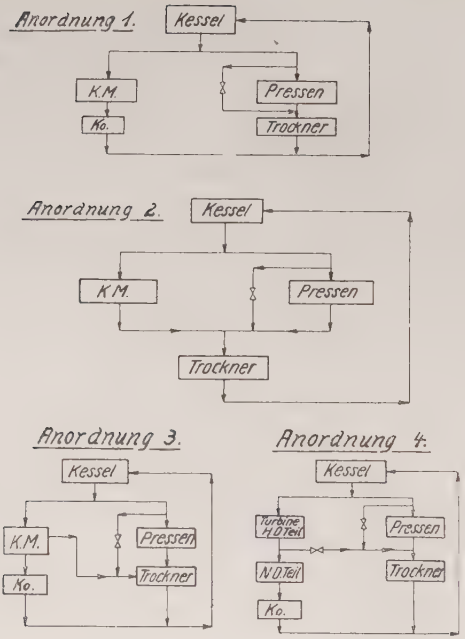


Abb. 41: Entwicklung des Brikettkraftwerkes.

Anordnung 3 zeigt einen Schritt zur Verbindung von Kraft- und Wärmewirtschaft. Die Dampferzeugung für beide Energiearten erfolgt wieder gemeinsam. Der Krafterzeuger ist eine Eingehäuse-Turbine mit Zwischenboden und reiner Geschwindigkeitsstufe vor und Gleichdruckstufen hinter demselben. Hinter der Geschwindigkeitsstufe wird ein Teil des Dampfes als Heizdampf für die Trockner entnommen, den Rest liefern die Pressen. Tritt Heizdampfmangel ein, so gestattet auch hier wieder ein Drosselventil das Zusetzen von Frischdampf aus der Pressenleitung. Elektrische Energie kann in geringen Mengen abgegeben werden.

Einen weiteren Fortschritt zeigt Anordnung 4. Sie ist gegeben, wenn der Kraftbedarf der an das Werk angeschlossenen Fremdverbraucher steigt. Zwischen Hoch- und Niederdruckteil der Zweigehäuse-Turbine wird ein Teil des

durch sie hindurchgeleiteten Dampfes als Heizdampf entnommen, während der Rest im Niederdruckteil nochmals Arbeit leistet. Die Gegendruckpressen liefern gleichfalls Heizdampf; ein Drosselventil für den Notfall ist vorgesehen.

Mit Anordnung 5 Abb. 42 beginnt der moderne Ausbau des Brikett-Kraftwerkes. Man ist hier in der Kesselanlage vom Mittel- zum Hochdruck übergegangen, hat der Brikettfabrik eine Gegendruckturbine vorgeschaltet, benutzt ihren Abdampf zum Antrieb der Pressen und verarbeitet deren Abdampf in der Trockenanlage. Fehlender Trockendampf wird aus der Pressenleitung, fehlender Pressendampf aus der Frischdampfleitung zugesetzt. Es kann Energie abgegeben werden.

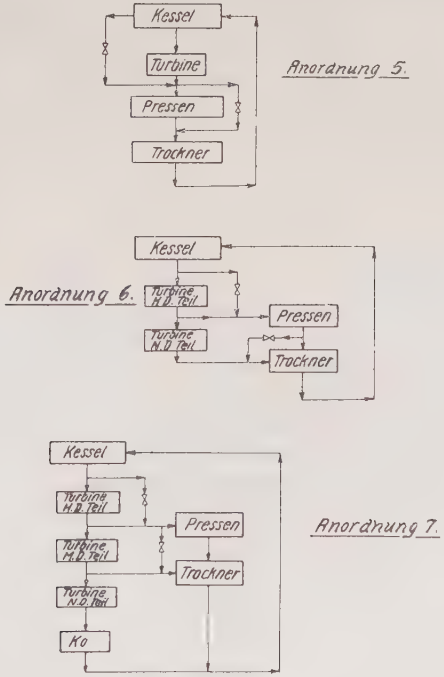


Abb. 42: Moderner Ausbau des Brikettkraftwerkes.

Eine weitere Steigerung der Energie-Abgabe zeigt zum Schluß Anordnung 6. Die Zentrale besitzt eine Anzapf-Gegendruck-Turbine mit Hoch- und Niederdruckteil. Sämtlicher benötigter Pressendampf wird zwischen Hoch- und Niederdruckteil entnommen, der Rest leistet im Niederdruckteil nochmals Arbeit und dient dann als Heizdampf für die Trockenanlage, deren Heizdampfbedarf durch den Abdampf der Gegendruckpressen vervollständigt wird. Fehlender Pressendampf wird ebenso wie bei Anordnung 5 aus der Frischdampfleitung, fehlender Trockendampf aus der Pressenleitung ersetzt.

Anordnungen 1—6 zeigen die Entwicklung von Kraft- und Wärmewirtschaft in der Brikettfabrik auf dem Wege über Kesseldruckerhöhung von der reinen Kraft-Kondensationsmaschine und vollkommenen Trennung von Zentrale und Brikettfabrik bis zur Anzapf-Gegendruckmaschine und Hintereinanderschaltung von Zentrale und Fabrik. Die in Anordnung 6 beschriebene Anlage diente als Versuchsanlage für die Strombilder 31—40 und die Bemerkungen darüber.

II.

Ausbau der Zentrale.

Wie nun eben vorhin gesagt wurde, bringt der Gegendruckbetrieb große Vorteile wirtschaftlicher Art mit sich; denn da der Abwärmebedarf der Brikettfabrik groß ist, kann mit Gewinnung großer Energiemengen gerechnet werden. Andererseits sind aber auch die Schwierigkeiten gezeigt worden, die der Gegendruckbetrieb mit sich bringt, und die Verluste thermischer Natur durch Abblasen überflüssigen Abdampfes der Turbine bei Störungen in der Brikettfabrik. Es muß deshalb eine Lösung gefunden und eine Anlage erstellt werden, die sowohl die Ansprüche auf möglichst hohe wirtschaftliche als auch thermische Vorteile erfüllt.

Folgende Fälle sind dabei zu unterscheiden:

1. Die Brikettfabrik ist an ein reines Elektrizitätswerk angeschlossen. Für diesen Fall kommt eine reine Gegendruck-Zentrale in Frage; denn man wird dafür sorgen, möglichst viel Strom zu erzeugen, den man dann durch Rückspeisung in das allgemeine Netz verwertet. Sinkt die Leistung der Brikettfabrik infolge von Störungen, so übernehmen das oder

die Eltwerke die Last, und bei vollkommenem Ausfall der Strom-Erzeugung im Brikettkraftwerk bezieht dieses den für den Eigenverbrauch nötigen Strom aus dem Netz.

2. Die Brikettfabrik arbeitet mit einem Schwesterwerk, das eine Kondensations-Zentrale besitzt. Beide Fabriken arbeiten auf ein Netz, das den Eigen- und Fremdverbrauch deckt. Den Abbildungen 32—40 und den Betrachtungen darüber liegt eine derartige Anlage zu Grunde. Auch hier wird man eine reine Gegendruck-Zentrale wählen, welche die Grundlast übernimmt, während die Kondensationszentrale den Restbedarf deckt. Zu sorgen ist aber dann durch genügende Kessel- und Maschinen-Reserve in der Ko.-Zentrale dafür, daß letztere nicht nur den Leistungsausfall infolge Störungen in der Gegendruck-Zentrale übernehmen kann, sondern darüber hinaus den gesamten Eigen- und Fremdverbrauch.

3. Das Brikett-Kraftwerk arbeitet ganz allein und hat den eigenen sowie Fremdverbrauch der angeschlossenen Abnehmer allein zu decken. Für diesen Fall kommt eine Anlage in Frage, wie sie in Anordnung 7, Abb. 42, skizziert ist. Zwar sinkt dadurch der wirtschaftliche Vorteil infolge der erhöhten Anlagekosten des Maschinensatzes, der thermische Vorteil dagegen ist durch Vermeidung von Wärmeverlusten infolge Abblasens überflüssiger Dampfmengen gewahrt. Als weiterer Vorteil ergibt sich die Unabhängigkeit der Krafterzeugung von der benötigten Trockendampfmenge, die ja eine bestimmte Größe hat, und die Möglichkeit, etwa steigenden Kraftbedarf des Netzes zu decken, dadurch, daß man von vornherein den Maschinensatz größer bemißt, und die Kesselanlage im Bedarfsfalle vergrößert. Während des Betriebes wird dann nur soviel Pressen- und Trockendampf angezapft, wie für den Betrieb der Brikettfabrik notwendig ist; der Rest wird im N.D.-Teil verarbeitet. Auch für Fall 2 ist eine derartige Anlage nicht nur zu empfehlen, sondern auch im Interesse eines ungestörten Betriebes notwendig.

Das in Frage stehende Brikett-Kraftwerk erhält demgemäß 2 gleiche, in Anordnung 7 skizzierte Maschinen-Sätze, von denen der eine in Reserve steht.

Zum Schluß soll über die Ausrüstung des Turbosatzes noch etwas gesagt werden. Er besteht aus:

1. einer Dampfturbine mit Kondensationsanlage,
2. einem Drehstrom-Generator mit angebauter Erreger-Maschine für 110 Volt Spannung.

1. Dampfturbine.

Die Dampfturbine ist gebaut als 3-Gehäuse-Kondensations-Entnahme-Turbine. Sie ist mit 3 selbsttätigen Düsenregulierungen ausgerüstet, welche von einem Fliehkraftregler betätigt werden. In der Frischdampf- und den Anzapfdampfleitungen sind miteinander gekuppelte Schnellschlußventile angeordnet. Die Turbine ist für einen Ueberdruck von 60 atü vor dem Einlaßventil konstruiert. Die Dampftemperatur beträgt dauernd, vor dem Einlaßventil gemessen, 450° Cels. Der Pressendampfentnahmedruck beträgt, am Entnahmestutzen gemessen, 12 atü bei 280° Cels., der Trockendampfentnahmedruck 3,5 — 4 atü. Die entsprechenden Entnahmemengen sind 0 — 1950 to/24 Stunden = 0 — 81 to/h und 0 — 2520 to/24 h = 0 — 105 to/h. Die Entnahmedrücke müssen durch die Steuerung konstant gehalten werden. Die Gehäuse müssen aus Material hergestellt sein, das bleibende Formänderungen ausschließt. Die Düsensegmente sind aus einem Stück anzufertigen, sodaß sie durch die auftretenden Beanspruchungen nicht beschädigt werden können. Segmente mit eingegossenen Leitschaufeln dürfen nicht verwendet werden. Die Schaufeln sind aus erstklassigem Material herzustellen. Wenn Bandagen in Anwendung kommen, dürfen sie nicht gestanzt, sondern müssen gebohrt werden. Die Schnellschlußvorrichtung schließt die Zudampf- und Entnahmeleitungen bei einer Drehzahlüberschreitung von 10 — 15% der Grunddrehzahl — 3 000 selbsttätig ab. Die Drehzahl muß während des Betriebes um ± 5% von Hand und elektrisch vom Schaltbrett aus verstellt werden können. Die Entnahmedruckregler sind so auszubilden, daß der Pressendruck zwischen 11 und 12 atü, der Trocknerdruck zwischen 2.5 und 4 atü von Hand einreguliert werden kann. Um Wärmeverluste zu vermeiden, wird der Stopfbuchsendampf in einem Oberflächenkühler niedergeschlagen. Bei plötzlicher Be- und Entlastung um 25% der jeweiligen Leistung beträgt die Abweichung der Drehzahl von der mittleren nicht mehr als ± 1,5%. Bei plötzlicher Entlastung von Vollast auf Leerlauf beträgt die Steigerung vorübergehend rund 5% der Leerlaufdrehzahl.

2. Generator.

Der Generator wird von der Turbine unmittelbar angetrieben und erzeugt Drehstrom von 6 000/6 600 Volt Span-

nung und 50 Perioden. Er soll zeitweise eine ungleiche Phasenbelastung vertragen, ohne daß die zulässigen Grenzen hinsichtlich Spannungsänderung und Erwärmung überschritten werden.

Zum Generator gehören:

Die notwendigen Kupplungen zwischen Generator und Turbine, eine Erregermaschine für 110 Volt Spannung in zweilageriger Ausführung, die notwendigen elektr. Regelvorrichtungen.

Der erforderliche Schnellregler ist nach System „Tirrill" auszuführen.

Der Generator wird durch Ueberstrom-Zeit-Relais, Rückstrom-Zeit-Relais und Erdstrom-Relais vor Zerstörung geschützt. Der Transformator, welcher den Strom von 6000/6600 Volt in solchen von 15 000/15 600 Volt verwandelt, erhält Schutz durch Differential- und Buchholz-Relais mit Kontaktschwimmern. Die Kühlung des Generators erfolgt durch Luft, welche in Luftfiltern gereinigt wird. Die Schaltung der Maschine aufs Netz erfolgt durch einen Oelschalter, welcher durch Hand oder Fernbetätigung eingeschaltet werden kann.

3.

Die Kondensation ist als Oberflächen-Kondensation für den Betrieb mit Kühlwasser von 25° Eintrittstemperatur eingerichtet.

Die Anlage besteht aus:

1 Gegenstrom-Oberflächen-Kondensator, der imstande ist, die gesamte Anzapf-Dampfmenge (Pressen- + Trocknerdampf) zu verarbeiten, Rohrböden aus Munzmetall, Kühlrohre aus Messing mit Stopfbüchsenverschraubung abgedichtet.

1 Pumpwerk, bestehend aus:

1 Kühlwasserschleuderpumpe zur Förderung des Kühlwassers,

1 Dampfstrahlluftsauger,

1 Kondensatschleuderpumpe zur Förderung des Kondensates,

1 Elektromotor zum Antrieb der vorgenannten Pumpen (2 200 Volt, 50 Perioden). Auf der gegenüberliegenden Seite des Motor-Antriebes sitzt eine Dampf-Turbine, welche durch ein Zahnradvorgelege mit Spülölung auf die Pumpenwelle arbeitet.

Die Hilfsturbine muß einmal gegen Auspuff ins Freie, ein zweites Mal in den Kondensator arbeiten können. Die Schaltung der gesamten Kondensationshilfsmaschine geschieht derart, daß die Pumpen mit der Turbine im Auspuffbetrieb angefahren werden; alsdann wird der Elektromotor eingeschaltet und übernimmt den Pumpenantrieb. Hierauf wird das Dampfeintrittsventil zur Hilfsturbine geschlossen und die Antriebsturbine läuft dauernd im Vakuum mit. Sollte aus irgend einem Grunde der Elektromotor aus der Tourenzahl abfallen, so schaltet sich die Turbine automatisch ein.

4.

Um bei Störungen in der Zentrale den Betrieb in der Brikettfabrik aufrecht erhalten zu können, wird in die Frischdampfleitung ein Reduzier-Ventil und ein Heißdampfkühler eingebaut. Das Reduzier-Ventil dient zum Reduzieren von Dampf von 70 atü und 470° auf 12 — 18 atü und 470°, und besteht aus:

1. Hauptventil mit Oelsteuerkolben,
2. Schnellschlußventil,
3. Drucköl-Steuerwerk,
4. Oelpumpe mit Oelbehälter.

Der Heißdampfkühler ist mit Temperatur-Regler für Druckölantrieb ausgerüstet, und dient zur Kühlung der gesamten benötigten Dampfmenge in der Brikettfabrik von 470° auf 280°. Der Betriebsdruck beträgt 12—18 atü.

Der zu kühlende Dampf tritt dabei in Kühlrohre ein, welche von Speisewasser umspült werden. Das Kühlwasser verdampft, der neu erzeugte Sattdampf mischt sich im Apparat dem zu kühlenden Dampf selbst zu. Die Regelung der Austrittstemperatur erfolgt durch einen am Austrittsstutzen eingebauten Thermostaten, welcher eine mittels Oelsteuerung betätigte Drosselklappe beeinflußt.

E.

SCHLUSS.

Hiermit soll vorliegende Arbeit, welche im Februar 1929 begonnen und im Mai 1930 der Technischen Hochschule Breslau eingereicht wurde, abgeschlossen werden. Verfasser hatte die selten günstige Gelegenheit, die moderne Entwicklung der Brikettwirtschaft im Bau und Betrieb mit zu erledigen und vorhandene ältere Anlagen gründlich zu studieren, sodaß sämtliche angeführten Werte und Zahlen Tatsachenmaterial sind. Er hofft mit seiner Arbeit, die aus dem Betrieb für den Betrieb geschrieben ist, einen Weg gezeigt zu haben, der die eingangs aufgestellte Forderung:

„Größter Gewinn bei kleinstem Aufwand"

zu erfüllen geeignet ist, zum Nutzen unserer Volkswirtschaft und damit des ganzen Volkes.

LITERATUR-NACHWEIS.

I. Aufsätze in der „Braunkohle" (Zeitschrift für Gewinnung und Verwertung der Braunkohle).

		Jahrgang	Seite
1.	Abwärme. Ueber die Verwendung derselben in Brikettfabriken.	22	601, 616
2.	Aschentransport, Wirkung d. hydraulischen	22	559
3.	Abgasanalyse. Die Berechnung der Abgasanalyse aus den gemessenen Werten von Kohlensäure und Sauerstoff.	24	208
4.	Aenderung der spezifischen Wärme eines feuchten Körpers bei verschiedenem Wassergehalt unter besonderer Berücksichtigung der Braunkohle	24	1125
5.	Bestimmung des Preises der Trockenbraunkohle für Staubfeuerungen	22	731
6.	Braunkohlenbrikettfabriken. Neuere Geräte und Verfahren zur Ermittelung des Staubgehaltes im Brasen und in sonstiger Abluft von — — —	22	565
7.	Braunkohlentrocknung. Zur Frage der . .	22	497
8.	Braunkohlenuntersuchung. Neue Arten der	22	569, 579
9.	Brikettfabrik. Wärmewirtschaft in der .	22	327
10.	Brikettfabriken. Ueber die Verwendung der Abwärme in denselben	22	601, 616
11.	Brikettierung. Ueber die — extrahierter Braunkohle	22	481, 505
12.	Beiträge zur Klärung der Brikettierung der Braunkohle	24	753, 960
13.	Bestimmung von Staub und anderen Bestandteilen in Luft und Industriegasen. Ueber eine neue Methode zur . . .	24	378, 399
14.	Braunkohlenaschen. Die Zusammensetzung von — — und ihr Verhalten bei Gaserbetrieb	24	1051
15.	Braunkohlenbrikettfabriken. Die bisherigen Ergebnisse der elektrischen Entstaubung in den — — des Bergreviers Köln-Ost .	24	813, 856
16.	Braunkohlenbriketts. Bruchfestigkeitsbestimmung von — — in Großbetrieben .	24	636
17.	Braunkohlenfeuerungen. Der gegenwärtige Stand der	24	89, 109
18.	Braunkohlenstaub. Explosionsversuche mit	24	232, 502, 592, 782
19.	Braunkohlenstaub. Herstellung von — — und Grenzen seiner Verwendung bei Kesselanlagen	24	129
20.	Bruchfestigkeit und Güte der Briketts .	24	902
21.	Betriebskontrolle in Kesselanlagen . .	23	787

	Jahrgang	Seite
22. Beziehungen des Kohlenverbrauches und der Leistung einer Braunkohlenbrikettfabrik zu dem Wassergehalt der Rohkohle und dem Restwassergehalt der Briketts, in Zahlentafeln und Schaulinien dargestellt .	23	32
23. Braunkohle. Der Wassergehalt der Braunkohle, sein Einfluß auf den Heizwert und seine analytische Bestimmung . . .	23	49
24. Braunkohlenstaub	23	927
25. Braunkohlentrocknung und -Schwelung durch Innenheizung	23	527, 542
26. Briketts. Ueber Druckfestigkeitsbestimmung von	23	449
27. Betriebsgestaltung. Begriff und Aufgaben der rationellen	25	21
28. Braunkohlenbrikettfabriken. Betrachtungen über die wirtschaftlichen Grenzen des Dampfdruckes für die deutsche Braunkohlenbrikett-Industrie	25	471
29. Brennstaubgewinnung in Braunkohlenbrikettfabriken im Zusammenhang mit Brikettbeschaffenheit, Betrieb und maschineller Einrichtung	25	1117, 1142
30. Braunkohlenbrikettfabriken. Neuere Fortschritte und Betriebsergebnisse bei der elektrischen Entstaubung von — — . .	25	249, 269, 590
31. Braunkohlenbrikettfabriken. Ueber den Stand des Elektrofilterbaues in — — . .	25	435
32. Baunkohlenbrikettpresse. Die Bestimmung des Druck- und Temperaturverlaufes im Formzeug einer	25	8
33. Braunkohlenstaub. Anfall von fertigem — — aus den gebräuchlichsten Entstaubungen von Brikettfabriken	25	118
34. Braunkohlenstaub. Untersuchungen über den Gehalt der Brikettierkohle an — — und seine Verwendbarkeit zur Staubfeuerung	25	897, 921
35. Braunkohlenstaub. Die Feinheit des in Brikettfabriken entstehenden Staubes und seine Verwendbarkeit zur Kohlenstaubfeuerung	25	101
36. Braunkohlenstaubfeuerung. Praxis der .	25	414
37. Bandförderer. Kautschuk, seine Gewinnung und Verarbeitung insbesondere für — — in Deutschland und Amerika . . .	26	81
38. Braunkohlenstaub. Die Herstellung von — — auf der Beisselsgrube	26	777
39. desgl. Herstellung und Verwendung von rheinischem	26	397
40. Braunkohlenstaubfeuerung. Wirtschaftlichkeit der	26	364

		Jahrgang	Seite
41.	Brikettfabriken. Wirtschaftlichkeit der Brennstaubgewinnung in — — . . .	26	61
42.	Brikettierung. Beiträge zur Klärung der Frage nach der verschiedenen Brikettierfähigkeit der Braunkohle	26	749, 782
43.	Brikettierung. Die Veredelung der Braunkohle zum Brikett und die dabei für die Trocknung zu beachtenden Grundlagen und Einrichtungen	26	421
44.	Brikettierung. Versuche mit Lausitzer Braunkohle	26	141, 166
45.	Betriebsüberwachung. Wärmetechnische — — von Trommeltrocknern für feste Brennstoffe	27	885
46.	Braunkohlenstaub. Die Entzündungstemperaturen des — — und ihre Abhängigkeit von Korngröße und Wassergehalt . .	27	101
47.	Braunkohlenstaubzusatzfeuerung . . .	27	301
48.	Braunkohlentrocknung. Die Trocknung der Braunkohle im Röhrentrockner . . .	27	1005, 1030
49.	Brikettfabrik. Hochdruckdampfanlage für 120 atm in einer	27	763
50.	Die graphische Ermittlung der erforderlichen Heizflächen von Röhrentrocknern u. Tellertrocknern sowie der Leistungsverhältnisse der einzelnen Apparate	23	553, 574
51.	Elektrische Brasenentstaubung . . .	23	745, 895
52.	Elektrizitätswirtschaft. Der Aufbau der öffentlichen — — auf der Braunkohle Mitteldeutschlands	23	309
53.	Elektrofilter in Braunkohlenbrikettfabriken	23	753
54.	Erhöhung der Lebensdauer maschineller Einrichtungen in Kraftanlagen . . .	23	382
55.	Elektrizität. Preis der elektrischen Energie in Abhängigkeit vom angelegten Kapital und der Kapitaldienst	25	621, 646
56.	Festigkeitsprüfung von Briketts . . .	23	836
57.	Feuerschutz. Die Entwicklung desselben in der Industrie	23	392
58.	Feuchtigkeitsbestimmung. Bestimmung der Feuchtigkeit von Kohle und Kohlenstaub	26	5
59.	Gaskalorimeter. Ein — —	23	273
60.	Gütezahl der Braunkohle von Kegel und spezifischer Heizwert der Braunkohle von Daimler	23	489
61.	Hochdruck-Steilrohrkesselanlagen für Holz-, Torf- und Braunkohlenfeuerung . . .	24	799
62.	Hochdruckdampf nach dem Stande der Hochdrucktagung des VDI. am 18. und 19. 1. 1924	24	425, 462
63.	Kesselspeisewasser. Die Reinigung desselben nach dem Kalk-Soda-Verfahren . . .	24	810

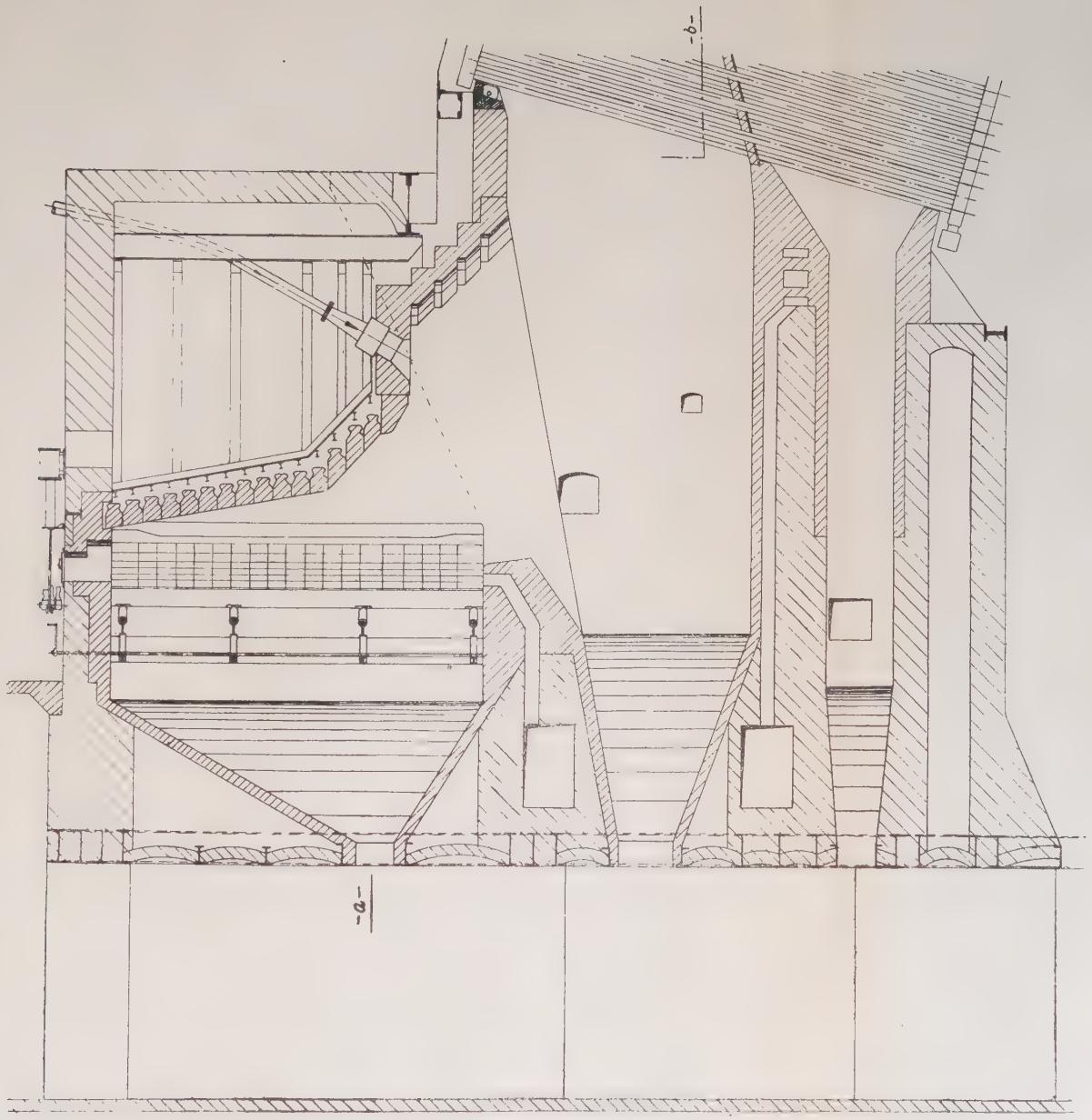
	Jahrgang	Seite
64. Kesselspeisewassermesser. Ueber die Auswahl von — —	24	1106
65. Kohlenstaubfeuerung. Die thermodynamischen und wirtschaftlichen Grundlagen der — —	24	241
66. Kohlenstaubförderung	24	599, 1116
67. Kritische Betrachtungen über die Trocknung der Rohbraunkohle	23	151, 164
68. Kohlenstaubpumpen	25	134
69. Kohlenstaubwagen und ihre praktische Verwendbarkeit im Betrieb	25	131
70. Kühlanlagen. Jalousie- oder Saugluftkühlanlagen für getrocknete Kohle?	26	47
71. Kohlenstaub-Verladeeinrichtungen	27	1065
72. Neuere Aufgaben der Wärmetechnik	22	649, 673
73. Neuere Bestrebungen in der Braunkohlenverwertung	22	19
74. Spiralwendeleisten in Röhrentrocknern von Braunkohlenbrikettfabriken	24	756
75. Staubzusatzfeuerungen für Treppen- und Wanderroste	24	833
76. Speisewasserreinigung. Neue Gesichtspunkte über	23	675
77. Spezifischer oberer Heizwert als Charakteristikum der Braunkohle und der Heizwert der Briketts	23	225
78. Starkstromanlagen. Die Aenderung der Vorschriften für Errichtung und Betrieb elektrischer — —	23	193
79. Selbstentzündungstemperaturen. Die — — des Kohlenstaubes	25	937
80. Selbstentzündung. Ueber die — — von Braunkohlen, Braunkohlenbriketts und Braunkohlenhalbkoks	26	825, 853
81. Trockner. Der Feuergas-Gleichstrom — — in der Braunkohlenindustrie	25	349, 373
82. Trocknung. Der wärmewirtschaftliche Vergleich zwischen der Dampftrocknung und der Feuergastrocknung in der Braunkohlenindustrie	25	837
83. Trocknung der Braunkohle mit Luft als Träger des Wasserdampfes	27	621
84. Trocknung. Die gegenseitigen Beziehungen zwischen der Braunkohlensubstanz und dem verdampften Wasser bei der — — sowie die Dampfwirtschaft der Brikettfabriken	27	108
85. Trommeltrockner. Wärmetechnische Betriebsüberwachung von Trommeltrocknern für feste Brennstoffe	27	885

86.	Verbrauch an Wärme, an Dampf und an Kesselkohlen sowie Feststellung der Kosten für die Trocknung der Braunkohle . .	24	933
87.	Verladeeinrichtungen für Kohlenstaub . .	27	1065
88.	Vorschubtreppenroste. Mechanische — — Gründe des Uebergangs zur mechanisierten Rohbraunkohlenfeuerung. Bauart und Wirkungsweise mechanischer Vorschubtreppenroste und ihrer Feuerungen	27	491
89.	Wärmewirtschaft in Braunkohlenbrikettfabriken. Verbesserung der — — . . .	27	965
90.	Wissenschaftliche Betriebsführung. Anwendung derselben auf den Braunkohlenbergbau	24	319
91.	Wärme- und Preisstrombilder für die Trocknung und Vermahlung der Braunkohle .	23	119
92.	Wissenschaftliche Betriebsführung. Das Wesen und Ziel derselben	23	852
93.	Wärmewirtschaft der Grube Werminghoff	25	496
94.	Wärmewirtschaft. Betrachtungen über die — der Grube Werminghoff	25	1017
95.	Weltenergiewirtschaft. Strukturwandlungen der — — unter besonderer Berücksichtigung des Kohlenmarktes	26	885
96.	Zahlenmäßige Bestimmung der verschiedenen Größen bei der Auftrocknung unter besonderer Berücksichtigung der Braunkohle .	24	853, 876
97.	Zeichnerische Hilfsmittel für den praktischen Betrieb zur überschlägigen Beantwortung der Hauptfragen in einer Brikettfabrik	24	978

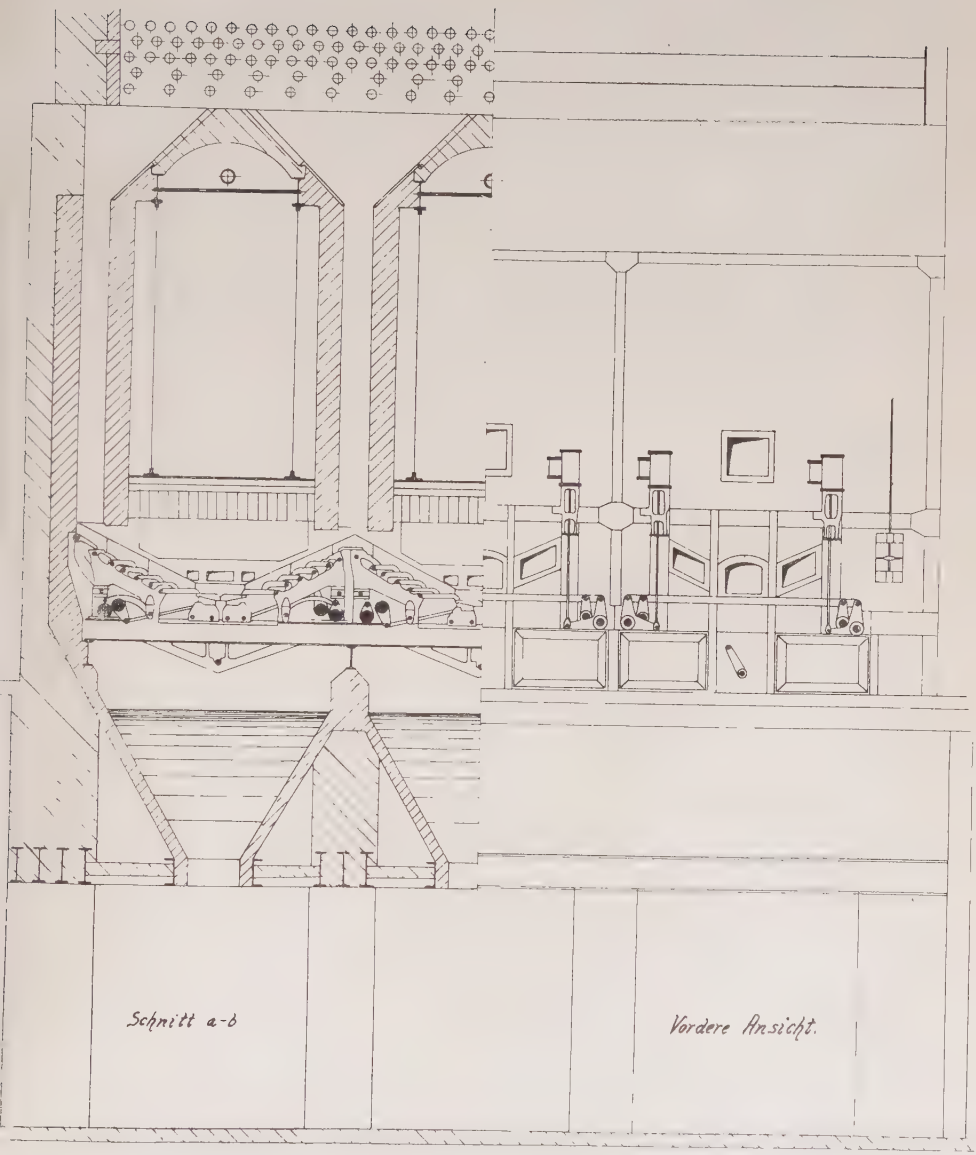
II. Bücher.

1.	Beitrag zur Mengenmessung strömenden Dampfes mittels Stauringen (Walter Pflaum)	Berlin, VDI-Verlag
2.	Kesselbetrieb	Sonderheft Nr. 14 der Mitteilungen der Vereinigung der Großkesselbesitzer E. V. Oktober 1927
3.	Richtlinien zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit in der Braunkohlenbrikettfabrikation. (C. Linke.)	Druck und Verlag v. Wilhelm Knapp, Halle
4.	Technische Messungen (A. Gramberg) . .	Berlin, Verlag von Julius Springer

5. WSW.-Kalender 1928	Reinhold und Co.
6. Wärme- und Kälteschutz in Wissenschaft und Praxis	Deutsche Prioformwerke Köln a. Rh
7. Siemens-Zeitschrift	8. Jahrgang, Heft 10 Oktober 1928
8. Wärmetechnische Berechnung der Feuerungs- und Dampfkessel-Anlagen (Friedrich Nuber)	Verlag von R. Oldenbourg, München und Berlin, 1929.



Skizze 10: Vorschub-Muldenrost-Feuerung mit Kohlenstaub-Zusatz-Feuerung.



Skizze 11: Vorschub-Muldenrost-Feuerung.

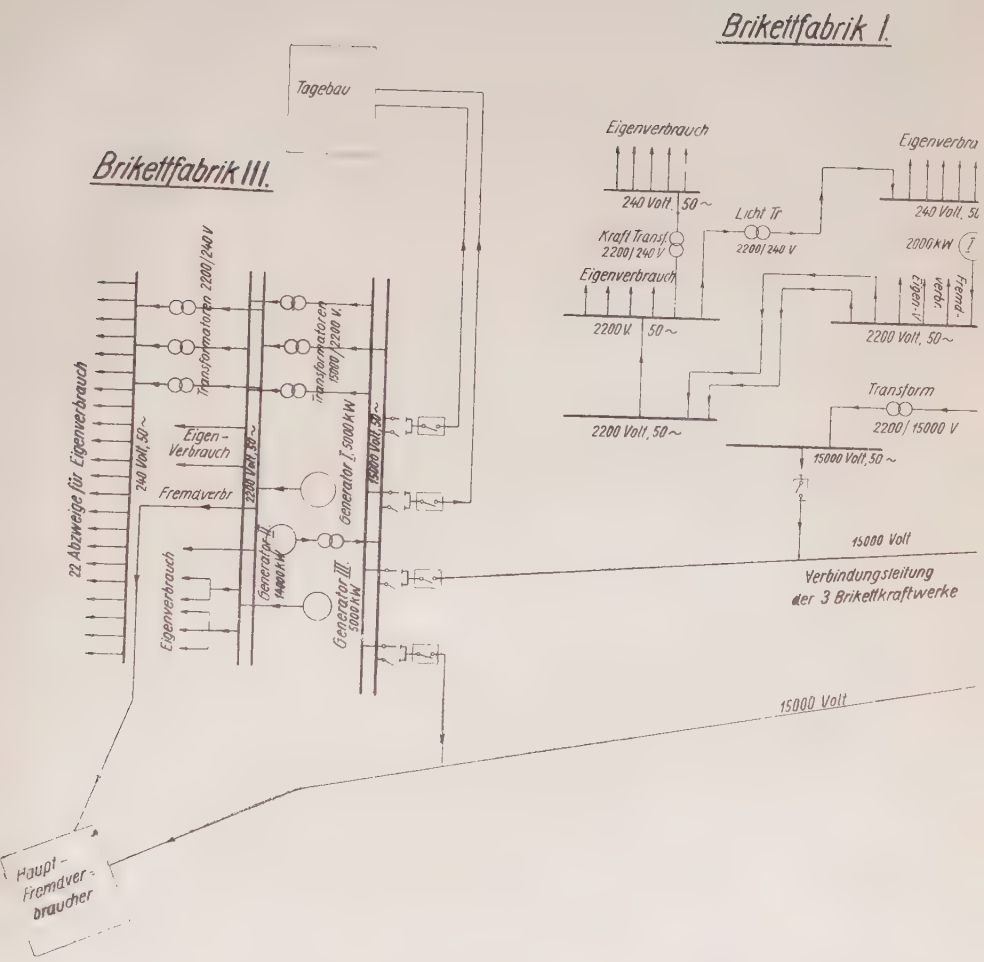
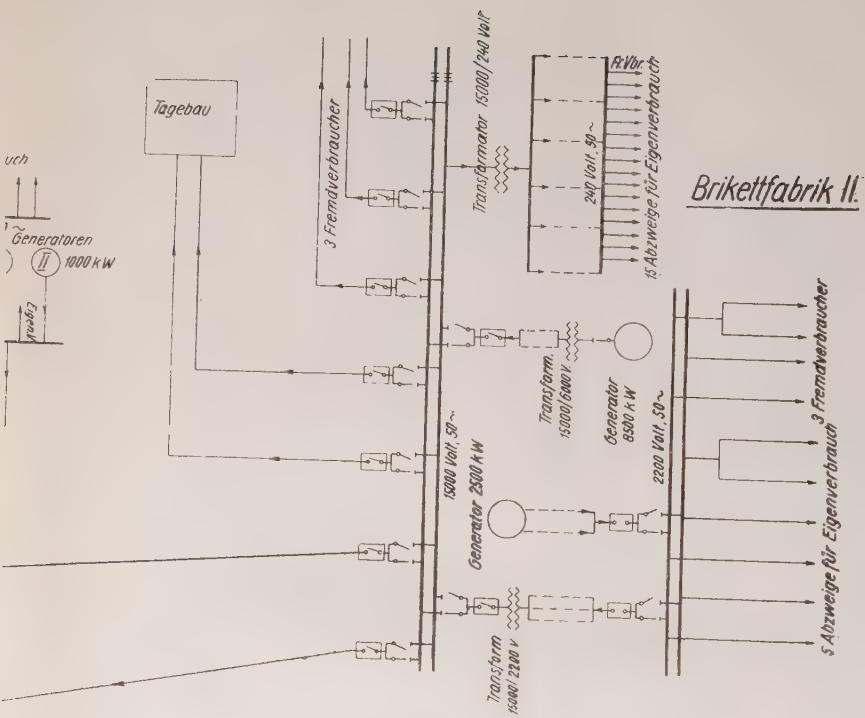


Abb. 30: Kopplung vo



n 3 Brikettkraftwerken.

LEBENSLAUF.

Am 31. Dezember 1899 in Bunzlau, Schlesien, geboren, besuchte ich vom 6. bis 11. Lebensjahr die Bürgerschule, vom 11. bis 18. Lebensjahr das humanistische Gymnasium in Bunzlau. Im Februar 1918 wurde ich zum Heeresdienst einberufen und nach einjähriger Dienstzeit entlassen. Ich besuchte dann die Prima des Gymnasiums in Bunzlau als Gastschüler, bestand im Juli 1919 die Kriegsreifeprüfung und arbeitete bis Ostern 1921 als Praktikant bei den Siemens-Schuckert-Werken Breslau.

Ostern 1921 wurde ich an der Technischen Höchschule Breslau immatrikuliert, bestand nach 4 Semestern die Diplom-Vorprüfung und war von Juli 1923 bis Dezember 1923 als technische Hilfskraft beim Eisenbahnausbesserungswerk I Breslau. Juni 1925 bestand ich die Diplomhauptprüfung.

Ich trat darauf in die Dienste der Chemischen Industrie-Gesellschaft Dr. Hentschel & Co., Bunzlau, wo ich mit der Bearbeitung von Fragen der Speisewasserreinigung beschäftigt war.

Seit dem 1. September 1926 bin ich in Stellung bei der Braunkohlen- und Brikettindustrie Akt.-Ges. „Bubiag", Werksdirektion Mückenberg N.-L. Hier war ich zunächst als Konstrukteur im technischen Büro und in der Abteilung „Fabriken" tätig und übernahm am 1. August 1927 die Bauleitung der Erweiterung des Hochdruck-Kesselhauses, der elektrischen Zentrale und der Brikettfabrik II der Emanuelgrube. Vom 1. August 1928 bis 1. Januar 1930 war ich als Betriebsassistent in den Fabriken Emanuel I und II beschäftigt und versehe seit dem 1. Januar 1930 den Posten eines Betriebsingenieurs in denselben Fabriken.

Meine Doktorarbeit verfaßte ich in der Zeit vom Herbst 1928 bis Mai 1930.